

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Stacionární zdvihací zařízení s nosností 2000 kg

Fixed Lifting Device for 2000 kg Lifting Capacity

Student:

Jan Pavlík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Pavlík**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Stacionární zdvihací zařízení s nosností 2000 kg**
Fixed Lifting Device for 2000 kg Lifting Capacity

Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh zdvihacího lanového zařízení dle zadaných podmínek. Zpracujte přehled norem s danou problematikou, koncepční návrh zdvihací jednotky, základní návrhové a kontrolní výpočty, v přílohách výkres sestavy jednotky a vybraný výrobní výkres.

Zadané podmínky:

- zdvih od úrovně podlahy do výše 10 m, rychlost zdvihu cca 0,2 m/s
- upnutí břemena pomocí zdvihacího háku
- napájení elektromotorem 3 x 400 V
- umístění zdvihací jednotky na podlaže v zastřešených uzavřených prostorech.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

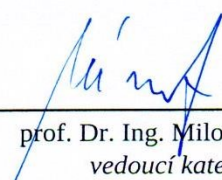
POLÁK, J., PAVLISKA, J., SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě14.5.2013.....

Jan Gaulík

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 14.5.2013

Jan Pavlík

podpis

Jan Pavlík

Cementová 794/19

720 00 Ostrava - Hrabová

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PAVLÍK, J. *Stacionární zdvihací zařízení s nosností 2 000 kg: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 47 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem stacionárního zdvihacího zařízení s nosností 2 000 kg. Cílem práce je navrhnout zařízení tak, aby splňovalo veškerá kritéria obsažená v zadání této práce. V úvodu je nejprve zpracován přehled vyráběných zdvihacích zařízení a poté již následuje vlastní konstrukční návrh. Práce obsahuje návrhové výpočty prvků, které jsou dimenzovány pro zadanou nosnost. Jedná se zejména o lano, lanový buben, kladku a návrh prvků pohonu jako je motor a převodovka. Pro levnější výrobu zařízení jsou použity normalizované výrobky např. motor, převodovka. Součástí práce je také výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

PAVLÍK, J. *Fixed Lifting Device for 2 000 kg Lifting Capacity: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2013, 47 p. Thesis head: Pišťáček, D.

Bachelor thesis deals with structural design fixed lifting device for 2 000 kg. The main objective is design the device to meet all the criteria contained in the award of this work. At the beginning is first processed summary produced lifting devices and then it is followed by the design. The work includes the design calculations of the elements that are designed for the specified load. These include rope, rope drum, pulley and drive design elements such as the engine and gearbox. For cheaper production facilities are used standartized products such as engine, gearbox. The work also includes drawing documentation.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	7
1 Úvod	11
2 Přehled lanových zdvihacích zařízení	12
2.1 Základní rozdělení.....	12
2.2 Vyráběná zařízení	13
3 Přehled norem.....	15
4 Konstrukční návrh	17
4.1 Výpočet lana	17
4.2 Uchycení lana k háku.....	20
4.3 Volba háku	20
4.4 Výpočet průměru lanové kladky	21
4.5 Výpočet lanového bubnu.....	22
4.5.1 Návrh rozměrů lanového bubnu	22
4.5.2 Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu	27
4.6 Pohon zdvihacího zařízení	29
4.6.1 Volba elektromotoru	29
4.6.2 Volba převodovky.....	30
4.7 Kontrola hřídele.....	31
4.7.1 Výpočet délky pera z kontroly na otláčení	31
4.7.2 Analytický výpočet.....	33
4.7.3 Pevnostní kontrola s využitím software	33
4.8 Výběr ložiskového domku a výpočet ložisek.....	38
4.8.1 Statická kontrola	39
4.8.2 Dynamická kontrola.....	40
4.9 Kontrola svarů lanového bubnu.....	41
4.9.1 Kontrola svarů mezi hřídelem a bočnicí bubnu	41
4.9.2 Kontrola svarů mezi bočnicí bubnu a pláštěm bubnu	42
5 Závěr.....	44
6 Seznam použité literatury	45
7 Seznam příloh	47

Seznam použitých značek a symbolů

Označení	Popis veličiny	Jednotka
A_o	Plocha jádra šroubu	mm ²
C	Dynamická únosnost ložiska	kN
C_L	Součinitel výběru lana	-
C_0	Statická únosnost ložiska	kN
D	Průměr hřídele	mm
D_1	Průměr bubnu pod lanem	mm
D_b	Průměr lanového bubnu	mm
D_h	Průměr hřídele v místě pod bočnicí bubnu	mm
D_k	Normalizovaný průměr kladky	mm
D_k'	Předběžný průměr kladky	mm
D_{kp}	Průměr věnce kladky	mm
D_{pl}	Průměr pláště bubnu	mm
F_1	Síla působící na bok pera	N
F_L	Zatížení lana	N
F_a	Axiální síla vznikající odklonem lana	N
F_j	Minimální síla pro přetržení lana	N
F_{min}	Minimální únosnost lana	N
F_p	Osová síla ve šroubu příločky	N
F_r	Radiální síla působící na jedno ložisko	N
K_1	Empirický součinitel pro minimální únosnost lana	-
L	Normalizovaná délka pera	mm
L'	Předběžná délka pera	mm
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska	mil. ot.
L_{10h}	Trvanlivost ložiska v provozních hodinách	hod.
L_L	Délka navinutého lana	m
M_A	Ohybový moment v místě A	Nm
M_L	Ohybový moment v místě L	Nm
M_o	Ohybový moment	Nm
M_s	Ohybový moment šroubu	Nm
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	N
P_0	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	N
P_1	Potřebný výkon pro zdvih	W
Q	Hmotnost břemene	kg

Označení	Popis veličiny	Jednotka
R	Jmenovitá pevnost drátů	MPa
R_0	Minimální hodnota pevnosti v tahu drátu použitého v laně	MPa
R_{Bx}	Reakce v místě A k ose x	N
R_{Ay}	Reakce v místě A k ose y	N
R_{By}	Reakce v místě B k ose y	N
Re_H	Mez kluzu materiálu hřídele	MPa
Re_{ξ}	Mez kluzu materiálu šroubu	MPa
Re_B	Mez kluzu materiálu bočnic lanového bubnu	MPa
S_{sv}	Průřez koutového svaru	mm ²
T_2	Točivý moment převodovky	Nm
T_b	Točivý moment bubnu	Nm
W_k	Modul průřezu v krutu	mm ³
W_{ksv}	Modul průřezu svaru v krutu	mm ³
W_0	Modul průřezu v ohybu	mm ³
$W_{o\delta}$	Modul průřezu jádra šroubu v ohybu	mm ³
a	Jmenovitá výška svaru	mm
a_p	Šířka lanové příložky	mm
d	Průměr lana	mm
d_3	Průměr jádra šroubu	mm
d_{max}	Maximální průměr lana	mm
d_{min}	Minimální průměr lana	mm
e	Eulerovo číslo	-
g	Tíhové zrychlení	m·s ⁻²
h	Výška zdvihu	m
i	Počet šroubů v příložkách	ks
i_p	Požadovaný převodový poměr převodovky	-
i_k	Převodový poměr kladkostroje	-
i_{sk}	Převodový poměr převodovky	-
k, k_s, k_e	Součinitel bezpečnosti	-
k_3	Převodní součinitel pro kolmě působící síly na osu	-
k_4	Převodní součinitel pro rovnoběžně působící síly na osu	-
l	Celková délka lana	m
l'	Délka rovné části pera	mm
l_0	Vzdálenost od středu stěny bubnu po střed lana	mm
l_1	Délka okraje lanového bubnu pro lanovou příložku	mm

Označení	Popis veličiny	Jednotka
l_2	Délka části bubnu s lanovými drážkami	mm
l_3	Rezerva u okraje lanového bubnu	mm
l_b	Celková délka lanového bubnu	mm
m	Celková hmotnost lana	kg
m_{1m}	Hmotnost 1 m lana	kg
n	Počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu	ks
n_1	Jmenovité otáčky elektromotoru	min^{-1}
n_2	Výstupní otáčky převodovky	min^{-1}
n_b	Teoretické otáčky bubnu pro zadanou rychlost zdvihu	min^{-1}
n_r	Počet rezervních lanových drážek	ks
p	Exponent rovnice trvanlivosti ložiska pro bodový styk	-
p_1	Tlak mezi perem a nábojem	MPa
p_{DOV}	Dovolený tlak mezi perem a nábojem	MPa
s	Tloušťka stěny bubnu pod lanem	mm
s_0	Zmenšená tažná síla v laně	N
s_{0L}	Statická bezpečnost ložiska	-
$s_{0L \text{ MIN}}$	Minimální statická bezpečnost ložiska	-
t	Rozteč lanových drážek na lanovém bubnu	mm
t_1	Výška pera v náboji	mm
v	Zadaná rychlost zdvihu	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v_s	Skutečná rychlost zdvihu	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
z	Jmenovitá tloušťka svaru	mm
z_v	Počet větví lanového převodu	ks
z_b	Počet lanových drážek na lanovém bubnu	ks
z_p	Minimální součinitel bezpečnosti lana	-
z_s	Skutečná bezpečnost lana	-
α_L	Maximální přípustný odklon lana	°
α_0	Úhel opásání bubnu lanem	°
α_b	Součinitel velikosti lanového bubnu	-
α_k	Součinitel velikosti lanové kladky	-
α_τ	Součinitel koncentrace napětí v krutu	-
β	Součinitel tloušťky koutového svaru	-
η_K	Účinnost kladky při valivém uložení	-
η_L	Účinnost lanového převodu	-
η_P	Účinnost převodovky	-

Označení	Popis veličiny	Jednotka
μ	Součinitel tření mezi lanem a bubnem	-
π	Ludolfovo číslo	-
σ_{CN}	Celkové napětí šroubu	MPa
σ_{DOV}	Dovolené napětí šroubu	MPa
σ_{Do}	Dovolené ohybové napětí	MPa
σ_{Dred}	Dovolené redukované napětí	MPa
σ_o	Ohybové napětí	MPa
σ_{tl}	Tlakové napětí	MPa
σ_{red}	Redukované napětí dle HMM	MPa
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	MPa
τ_k	Napětí v krutu	MPa
τ_s	Srovnávací napětí	MPa
τ_{sDOV}	Dovolené napětí	MPa
τ_{\perp}^{Fa}	Napětí od axiální posouvající síly	MPa
τ_{\parallel}^{Mk}	Napětí od točivého momentu	MPa

1 Úvod

V této bakalářské práci se zabývám konstrukčním návrhem a výpočtem lanového stacionárního zdvihacího zařízení s nosností 2 000 kg.

Při návrhu zařízení se snažím o tzv. stavebnicovou konstrukci. Využívám proto v maximální možné míře standardizované díly, které jsou cenově dostupné, vyráběny v různých velikostech pro různé provozní podmínky a hlavně jsou bez dalších úprav okamžitě připraveny k montáži na zařízení, kde mohou ihned plnit svou funkci. Tyto díly značně snižují náklady na výrobu celého zařízení, protože odpadá nutnost jejich konstrukce a výroby. U dílů, které nejsou standardizovány, využívám k jejich výrobě normalizované polotovary, které opět sníží náklady na výrobu. Velikost zařízení závisí vždy na požadované nosnosti, ale v zásadě by mělo být co nejkompaktnější.

Cílem práce je navrhnout zařízení tak, aby splňovalo veškerá kritéria obsažená v zadání této práce.

2 Přehled lanových zdvihacích zařízení

Lanová zdvihací zařízení doprovází lidskou populaci již více než 2 000 let, kdy byla vynalezena kladka a s ní spojený kladkostroj. Od té doby zůstaly principy zdvihu stejné. Vývojem prošly používané materiály a zdroj hnací síly. Za dva nejdůležitější prvky, které prošly vývojem, může být považováno lano a pohon. Lano vyráběné z přírodních materiálů bylo nahrazeno lanem ocelovým, které umožnilo zdvihat mnohem těžší břemena. Pohon, který tehdy zajišťovala svalová síla lidí nebo zvířat, byl s nástupem průmyslové revoluce nahrazen pohonem parním. Později parní pohon nahradil elektromotor a jiné pohony, které dnes známe. Díky tomuto vývoji došlo ke zmenšení rozměrů zařízení a ke zvýšení zdvihací síly. Vývoj zařízení není dodnes ukončen. Stále dochází k minimalizaci rozměrů, zvyšování účinnosti a přesnosti řízení.

2.1 Základní rozdělení

Jednotlivé druhy zdvihacích zařízení se po konstrukční stránce mnohdy podstatně liší. Jsou vždy řešeny pro rozdílné hmotnosti břemen, dopravní vzdálenosti, různé pracovní podmínky a využití. Dle těchto kritérií poté dělíme zdvihací zařízení do různých kategorií.

Podle způsobu práce, dopravní vzdálenosti a konstrukčního provedení:

- Zdvihadla (břemena se přemisťují pouze ve svislém směru)
- Jeřáby (břemena se přemisťují jak ve svislém směru, tak vodorovném)
- Výtahy

Podle druhu pohonu dělíme zdvihací zařízení:

- Ruční
- Elektrické
- Pneumatické
- Hydraulické

Podle druhu práce a místa použití:

- Dílenské
- Montážní
- Skladištní
- Stavební

2.2 Vyráběná zařízení

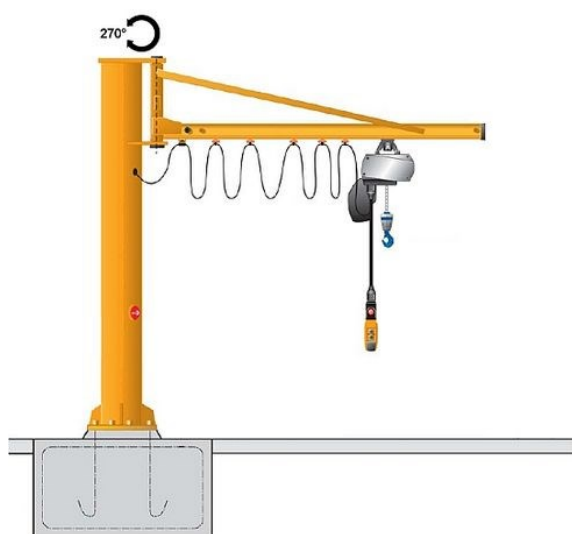
Stacionární zdvihací zařízení lanového typu s umístěnou poháněcí jednotkou na podlaze se moc nevyskytují. Mnohem používanějším řešením je umístění zdvihací jednotky v požadované výšce. A to buď pevně uchycené na jednom místě (*obr. 1*), nebo s možností pojíždění. Jednotky s možností pojíždění se pohybují nejčastěji v jednom směru po přímé dráze. V případech, kdy potřebujeme s jednotkou manipulovat ve více směrech, se umístí na sloup s výkyvným ramenem (*obr. 2*). Hlavními požadavky vyráběných zdvihacích zařízení jsou zejména dopravní výkon, malá vlastní hmotnost, bezpečný a spolehlivý provoz, jednoduchá obsluha, nízké pořizovací a provozní náklady. Díky těmto kritériím se k pohonu v drtivé většině všech zařízení využívá elektromotor.

Lanový naviják od firmy PROMA (*obr. 1*) slouží k vertikální dopravě materiálu. Zařízení se vyznačuje snadnou montáží, jednoduchým ovládáním a nízkou hmotností. Zařízení se montuje do požadované výšky zdvihu. Lanový naviják je vybaven vestavěnou brzdou a pojistkou proti převinutí. Zařízení se vyrábí v různých výkonových řadách s nosností až 1 000 kg [17].



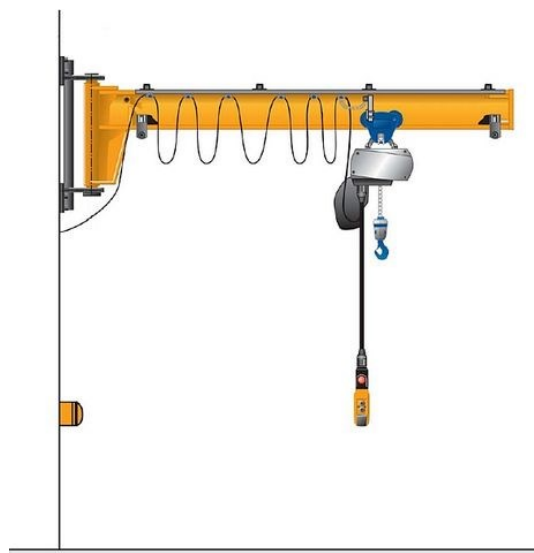
Obr. 1 Lanový naviják od firmy PROMA [17]

Zdvihací jednotka sloupového jeřábu je umístěna na otočném rameni uchyceném na sloupu, který je ukotven do podlahy (*obr. 2*). Ukotvení sloupu se provádí k betonové podlaze buď pomocí chemických kotev, nebo pomocí kotevního roštu. Rozsah otáčení ramene může být dle typu až 360° a jeho délka až 5 m s nosností maximálně 2 000 kg. Otáčení ramene a pojezd zdvihacího mechanismu může být buď ruční, nebo elektrický. Zdvihací jednotka zařízení má velký akční rádius a není tak potřeba umísťovat břemeno přímo pod zdvihací mechanismus. Zařízení se vyrábí na zakázku dle daných specifikací [18].



Obr. 2 Sloupový jeřáb od firmy TEDOX [18]

Zdvihací jednotka konzolového jeřábu je umístěna na otočném rameni ukotvená do zdi nebo na sloup haly (obr. 3). Nutnou podmínkou pro montáž je statické posouzení zdi či sloupu. Rozsah otáčení ramene je až 180° a jeho délka až 5 m s maximální nosností 2 000 kg. Otáčení ramene je prováděno ručně, pojezd zdvihací jednotky může být buď ruční, nebo elektrický. Zdvihací jednotka zařízení má poměrně velký akční rádius a není tak potřeba umísťovat břemeno přímo pod zdvihací mechanismus. Zařízení se vyrábí na zakázku dle daných specifikací [19].



Obr. 3 Konzolový jeřáb od firmy TEDOX [19]

Zdvihací zařízení od firmy CRAMAC (obr. 4) je zařízení, které má umístěnou zdvihací jednotku na podlaze. Používá se jako stavební vrátek. Zařízení má jednoduchý systém kotvení, díky kterému lze vrátek snadno přemístit. Vrátek se upevňuje k zemi pomocí kotev, nebo se zatíží dvojnásobkem nosnosti. Díky upevnění pomocí zatížení lze vrátek umístit dovnitř budov bez nutnosti vrtání děr pro ukotvení. Vrátek má kompaktní rozměry, jednoduchou montáž a nosnost 325 kg [20].



Obr. 4 Vrátek od firmy CRAMAC [20]

3 Přehled norem

Technické normy slouží jako kvalifikovaná doporučení, nejsou tedy závazné a jejich používání je dobrovolné. Normy stanovují především základní požadavky na bezpečnost a kvalitu navrhovaného zařízení. Dle svého obsahu tedy rozlišujeme normy zkušební, terminologické, s bezpečnostními předpisy atd. Podle země, kde byly vydány, rozlišujeme nejen normy české, ale také evropské či mezinárodní.

V následující části uvedu přehled technických norem, které se zabývají problematikou při návrhu zdvihacích zařízení. Normy stanovují především výpočet lan, lanových bubnů a kladek. Uvádějí součinitele bezpečnosti a dále pak také součinitele pro výpočet velikosti použitých dílů jako jsou lana, lanové bubny a lanové kladky. Zavádějí také terminologii použitých dílů. Normy se zabývají jednotlivými průřezy lan určené pro danou zdvihací operaci. Předepisují jednotlivé materiály, výrobní a zkušební požadavky. Specifikují informace o provozu lana a jeho údržbě. Stanovují obecné zásady pro jejich inspekci a vyřazování z provozu. Důležitou částí je ukončení lana, kde se budou zavěšovat zdvihaná břemena. Normy zde předepisují jednotlivé druhy zakončení pomocí ok. Stanovují rozměry očnic a správných délek zajištění, ať už pomocí lisovaných objímek či zapletení. Zabývají se také vázacími prostředky pro zdvihání. Nedílnou součástí zdvihacího zařízení je pohon elektromotorem. Zde se normy zabývají bezpečnostními požadavky na elektrické instalace a následné užívání.

Výpis uvedených norem s danou problematikou není kompletní. Uvedl jsem zde ty nejpotřebnější k návrhu zdvihacího zařízení pomocí lana.

ČSN 27 0100	Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla
ČSN 27 1820	Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana
ČSN ISO 1837	Zdvihací háky – Terminologie
ČSN ISO 4308 – 1	Jeřáby a zdvihací zařízení. Výběr ocelových lan. Část 1: Všeobecně
ČSN ISO 4308/2	Jeřáby a zdvihací zařízení. Volba ocelových lan. Část 2: Mobilní jeřáby – součinitel bezpečnosti Z_p
ČSN ISO 4309	Jeřáby – Ocelová lana – Péče a údržba, inspekce a vyřazování

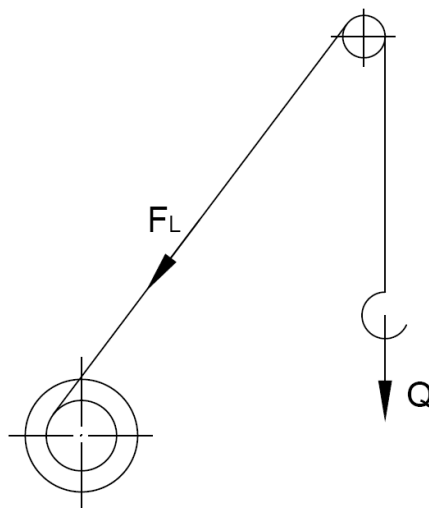
ČSN ISO 8087	Zdvihací zařízení. Velikost bubnů a kladek
ČSN EN 12385 – 1+A1	Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 1: Všeobecné požadavky
ČSN EN 12385 – 2+A1	Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 2: Definice, označování, klasifikace
ČSN EN 12385 – 3+A1	Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 3: Informace pro používání a údržbu
ČSN EN 12385 – 4+A1	Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 4: Pramenná lana pro všeobecné zdvihací účely
ČSN EN 13411 – 1+A1	Ukončení ocelových drátěných lan – Bezpečnost – Část 1: Očnice pro vázací prostředky z ocelových drátěných lan
ČSN EN 13411 – 3+A1	Ukončení ocelových drátěných lan – Bezpečnost – Část 3: Objímky a zajištěné objímky
ČSN EN 1414 – 1+A1	Vázací prostředky z ocelových drátěných lan – Bezpečnost – Část 1: Vázací prostředky pro všeobecné zdvihací práce
ČSN EN 795	Ochrana proti pádům z výšky – Kotvicí zařízení – Požadavky a zkoušení
ČSN EN 60204 – 32 ed. 2	Bezpečnost strojních zařízení – Elektrická zařízení strojů – Část 32: Požadavky na elektrická zařízení zdvihacích strojů
ČSN 33 1310 ed. 2	Bezpečnostní požadavky na elektrické instalace a spotřebiče určené k užívání osobami bez elektrotechnické kvalifikace

4 Konstrukční návrh

Zdvihací zařízení se snažím navrhnout tak, aby bylo co nejkompaktnější a mělo co nejmenší nároky na údržbu při vysoké spolehlivosti. Zároveň musím dodržet všechna kritéria uvedená v zadání. Při návrhu zdvihacího zařízení se řídím normami, které se zabývají danou problematikou. Přehled norem je uveden v předchozí kapitole.

4.1 Výpočet lana

Pro zdvihací zařízení volím lano protisměrně vinuté, protože tato konstrukce na rozdíl od stejnosměrného vinutí se nekrotí a nevytváří smyčky, když na lano přestane působit zatěžovací síla. Protisměrné lano je však méně ohebné, tvrdší a má menší trvanlivost. Zdvihací zařízení bude fungovat na principu jednoduchého kladkostroje. Výpočty v této kapitole provádím dle [1], [2], [8], [9].



Obr. 5 Schéma způsobu zvedání břemen

Výpočet zatížení lana:

Vlastní hmotnost lana a závěsného příslušenství zanedbávám, jelikož hmotnost háku není velká a zdvih je menší než 20 m.

$$F_L = \frac{Q}{z_v \cdot n} \cdot \frac{g}{\eta_L} = \frac{2\,000}{1 \cdot 1} \cdot \frac{9,81}{0,98} = 20\,020,4 \text{ N} \quad (1)$$

kde:

Q – hmotnost břemene

z_v – počet větví lanového převodu

n – počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu

g – tíhové zrychlení

Účinnost lanového převodu:

$$\eta_L = \eta_K \cdot \frac{1 - \eta_K^n}{n \cdot (1 - \eta_K)} = 0,98 \cdot \frac{1 - 0,98^1}{1 \cdot (1 - 0,98)} = 0,98 \quad (2)$$

kde:

η_K – účinnost kladky při valivém uložení

Součinitel výběru lana:

Zdvhací zařízení bude sloužit pouze pro zvedání a spouštění břemen. Proto volím součinitel bezpečnosti pro lehký provoz jeřábu.

$$C_L = \sqrt{\frac{z_p}{K_1 \cdot R_0}} = \sqrt{\frac{3,55}{0,330 \cdot 1570}} = 0,083 \quad (3)$$

kde:

z_p – minimální součinitel bezpečnosti lana, viz *Tab. 1*

K_1 – empirický součinitel pro minimální únosnost lana dané konstrukce

R_0 – minimální hodnota pevnosti v tahu drátu použitého v laně

Tab. 1 Hodnoty bezpečnosti lan závislé na druhu provozu jeřábu [9]

Provoz jeřábu	Skupina třídění jeřábů	Pohyblivá lana				
		Zvedání		Sklápění a teleskopování		
		Skupina mechanismů	z_p	Skupina mechanismů	Provozní z_p	Montážní z_p
Lehký	A1	M3	3,55	M2	3,55	3,05
Střední	A3	M4	4,00	M3	3,55	3,05
Těžký	A4	M5	4,50	M3	3,55	3,05

Výpočet minimálního průměru lana:

$$d_{\min} = C_L \cdot \sqrt{F_L} = 0,083 \cdot \sqrt{20\,020,4} = 11,7 \text{ mm} \quad (4)$$

Maximální průměr lana:

$$d_{\max} = d_{\min} \cdot 1,25 = 11,7 \cdot 1,25 = 14,63 \text{ mm} \quad (5)$$

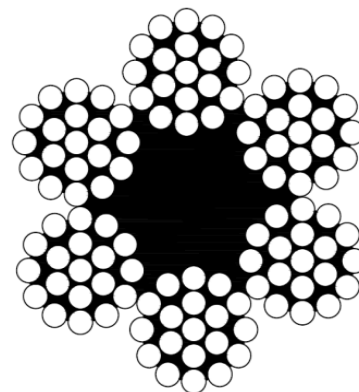
Výpočet minimální únosnosti:

$$F_{\min} = F_L \cdot z_p = 20\,020,4 \cdot 3,55 = 71\,072 \text{ N} \quad (6)$$

Výběr lana:

Volím lano Ø12 ČSN EN 12385-4 6x19M-FC 1770 B sZ

Průměr lana	$d = 12 \text{ mm}$
Minimální síla při přetržení	$F_j = 84,1 \text{ kN}$
Jmenovitá pevnost drátů	$R = 1\,770 \text{ MPa}$
Celkový počet drátů	$t = 114$
Hmotnost 1 m	$m_{1m} = 0,52 \text{ kg}$



Obr. 6 Řez lanem

Jedná se o protisměrné drátěné lano pravé, určené pro všeobecné zdvihací účely, o průměru 12 mm. Lano je tvořeno 6 prameny, které jsou vinuty kolem duše z vláken. Každý pramen obsahuje 19 drátů, které jsou pozinkované. Třída pevnosti lana je 1 770 MPa.

Celková hmotnost lana:

$$m = m_{1m} \cdot l = 0,52 \cdot 23 = 11,96 \text{ kg} \quad (7)$$

kde:

l – celková délka lana

Kontrola lana na únosnost:

$$F_{\min} \leq F_j \quad (8)$$

$$71\,072 < 84\,100 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Skutečná bezpečnost lana:

$$z_s \geq z_p \quad (9)$$

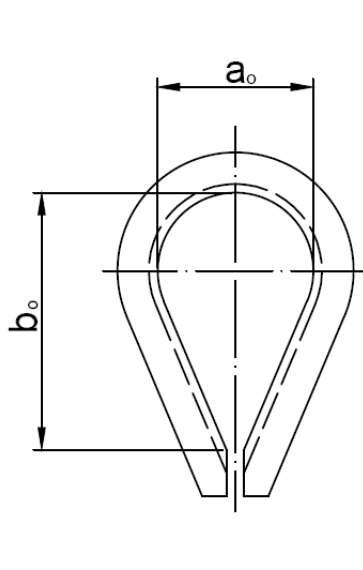
$$z_s = \frac{F_j}{F_L} = \frac{84\,100}{20\,020,4} = 4,20 \quad (10)$$

$$4,20 > 3,55 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

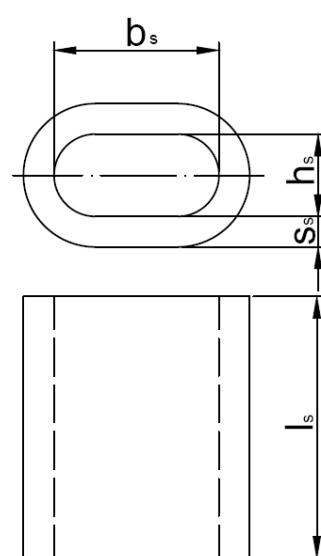
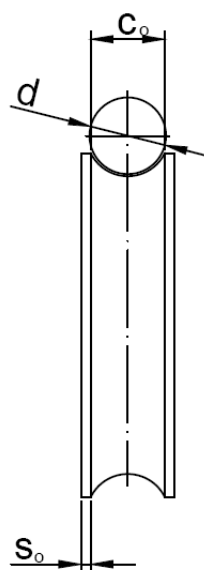
Zvolené lano má dostatečnou rezervu jak v únosnosti, tak v bezpečnosti. Svými vlastnostmi překonává s dostatečnou rezervou doporučenou bezpečnost 3,55 pro lehký provoz.

4.2 Uchycení lana k háku

Lano bude zakončeno normalizovanou očnicí dle ČSN [11] a konec lana bude uchycen pomocí nalisované normalizované hliníkové objímky dle ČSN [12]. Lanová očnice zajistí, že na lano se rovnoměrněji rozloží tlak od háku, na který se budou zavěšovat břemena. Díky lepšímu rozložení tlaku bude mít lano delší životnost. Rozměry jak lanové očnice, tak objímky jsou normalizovány dle průměru lana. Takto zakončené lano mi vyrobí firma PAVLÍNEK s.r.o., která se zabývá touto výrobou a zajistí, že ukončení lana bude provedeno v souladu s normou.



Obr. 7 Očnice pro ocelové lano



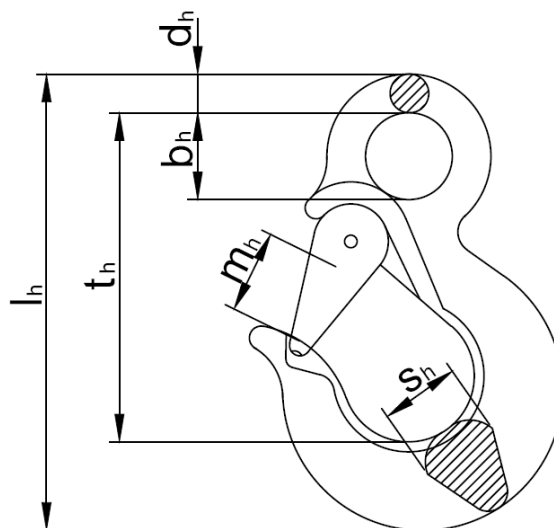
Obr. 8 Hliníková objímka pro uchycení lana

Tab. 2 Rozměry očnice a hliníkové objímky [24], [25]

a_o	b_o	c_o	d	s_o	b_s	h_s	s_s	l_s
mm								
32	51	13	12	3,7	26,4	13,2	4,9	42

4.3 Volba háku

Pro zavěšování břemen bude sloužit hák. Hák se umístí do očnice a poté se teprve nalisuje hliníková objímka. Pro zdvihací zařízení volím hák taktéž od firmy PAVLÍNEK s.r.o., která již bude zajišťovat ukončení lana. U háku nemusím počítat jeho bezpečnost, protože s tou se počítá již v jeho konstrukci. Volím hák SIKA s nosností 2 000 kg.



Obr. 9 Hák Sika

Tab. 3 Rozměry háku [26]

b_h	d_h	l_h	m_h	s_h	t_h
mm					
32	14	196	29	28	123

4.4 Výpočet průměru lanové kladky

V zadání práce není přesná specifikace, jakým způsobem bude kladka uchycena, zda bude pouze zavěšena pomocí háku, přišroubovaná nebo uchycena zcela jinak. Z toho důvodu vypočtu jen průměr kladky dle [13] a uvedu rozměry drážky pro daný průměr lana dle [3]. Kladky se vyrábějí již v normalizovaných řadách, a tak se zakoupí kladka s vhodným typem zavěšení.

$$D_{kp} = d \cdot \alpha_k = 12 \cdot 22 = 264 \text{ mm} \quad (11)$$

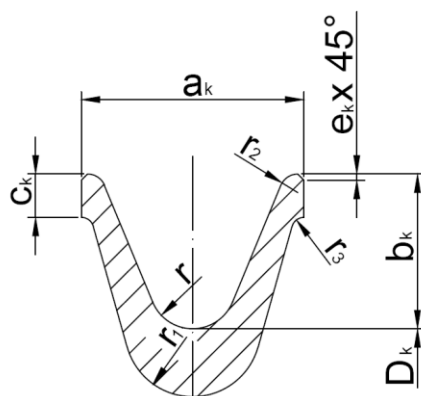
$$D_k' = D_{kp} - d = 264 - 12 = 254 \text{ mm} \quad (12)$$

$$D_k = 250 \text{ mm}$$

kde:

α_k – součinitel velikosti lanové kladky

Lanová kladka by měla být umístěna v požadované výšce tak, aby se nacházela nad středem lanového bubnu. Tato podmínka je velmi důležitá z hlediska odklonu lana a z toho vznikající axiální síly. Maximální přípustný odklon lana $\alpha_L = 4^\circ$, pokud se dodrží podmínka umístění kladky nad středem lanového bubnu, bude odklon lana pouze $0,73^\circ$. Zdvihací zařízení bude navrženo na maximální přípustný odklon, tedy 4° .



Obr. 10 Rozměry lanové drážky

Tab. 4 Rozměry lanové drážky [3]

a_k	b_k	c_k	e_k	r	r_1	r_2	r_3
mm							
36	25	7	1	7	11	3	2

4.5 Výpočet lanového bubnu

4.5.1 Návrh rozměrů lanového bubnu

Výpočty v této kapitole provádím dle [1], [4], [13].

Průměr lanového bubnu:

$$D_b = d \cdot \alpha_b = 12 \cdot 20 = 240 \text{ mm} \quad (13)$$

kde:

α_b – součinitel velikosti lanového bubnu

Délka navinutého lana:

$$L_L = i_k \cdot h = 1 \cdot 10 = 10 \text{ m} \quad (14)$$

kde:

i_k – převodový poměr kladkostroje

h – výška zdvihu

Počet lanových drážek na lanovém bubnu:

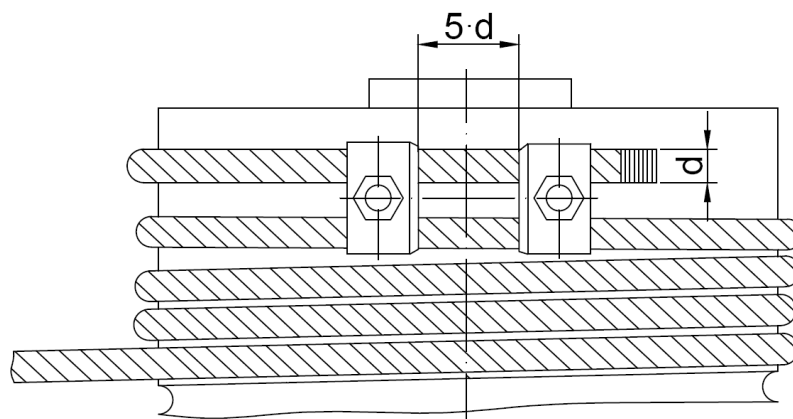
$$z_b = \frac{L_L}{\pi \cdot D_b} + 3 = \frac{10}{\pi \cdot 0,240} + 3 = 16,26 = 17 \quad (15)$$

Tloušťka stěny bubnu pod lanem:

$$s = (0,6 \div 0,8) \cdot d = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 12 = 9,6 \text{ mm} \doteq 14 \text{ mm} \quad (16)$$

Uchycení lana na bubnu:

Uchycení lana je provedeno pomocí lanových příložek, které s pomocí závrtných šroubů přitlačí lano na buben a tím zajistí, aby se lano nevyvleklo. K bezpečnému uchycení lana s použitím příložek je důležité mít alespoň dva rezervní závity s lanem. Ty zajistí, aby se lano neodvinulo až k lanovým příložkám. Umístění příložek na bubnu musí být provedeno tak, aby vzdálenost mezi nimi byla alespoň $5 \cdot d$. Přičemž se musí použít alespoň dvě příložky.



Obr. 11 Umístění příložek

Zmenšená tažná síla v laně:

$$s_0 = \frac{F_L}{e^{\mu \cdot \alpha_0}} = \frac{F_L}{e^{\mu \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_r}} = \frac{20\,020,4}{e^{0,1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 3}} = 3\,039,8 \text{ N} \quad (17)$$

kde:

e – Eulerovo číslo

μ – součinitel tření mezi lanem a bubnem

π – Ludolfovo číslo

α_0 – úhel opásání bubnu lanem

n_r – počet rezervních lanových drážek na bubnu

Potřebná osová síla ve šroubech příložek:

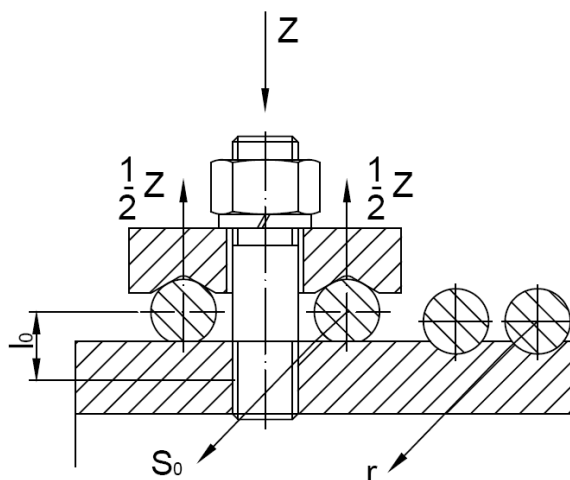
$$F_p = \frac{s_0}{1,62 \cdot \mu} = \frac{3\,039,8}{1,62 \cdot 0,1} = 18\,764,2 \text{ N} \quad (18)$$

Ohybový moment šroubu:

$$M_s = s_0 \cdot l_0 = 3\,039,8 \cdot 0,015 = 45,6 \text{ Nm} \quad (19)$$

kde:

l_0 – vzdálenost od středu stěny bubnu po střed lana, viz obr. 12.



Obr. 12 Znáznornění uchycení lana

Celkové napětí šroubu:

Volím závrtný šroub M12 x 45 ČSN 02 1174.20 pevnostní třídy 8.8.

$$\sigma_{CN} = \frac{F_p}{i \cdot A_o} + \frac{M_s}{i \cdot W_{o\check{s}}} \leq \sigma_{DOV} \quad (20)$$

$$\sigma_{CN} = \frac{18\,764,2}{3 \cdot 76,3} + \frac{45,6 \cdot 10^3}{3 \cdot 93,9} = 243,8 \text{ MPa} \quad (21)$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{Re_s}{k} = \frac{640}{2,5} = 256 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$\sigma_{CN} \leq \sigma_{DOV}$$

$$243,8 < 256 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$A_o = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 9,853^2}{4} = 76,3 \text{ mm}^2 \quad (23)$$

$$W_{o\check{s}} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 9,853^3}{32} = 93,9 \text{ mm}^3 \quad (24)$$

kde:

i – počet šroubů v příložkách

A_o – plocha jádra šroubu

$W_{o\check{s}}$ – modul průřezu jádra šroubu v ohybu

d_3 – průměr jádra šroubu dle [3]

Re_s – mez kluzu materiálu šroubu

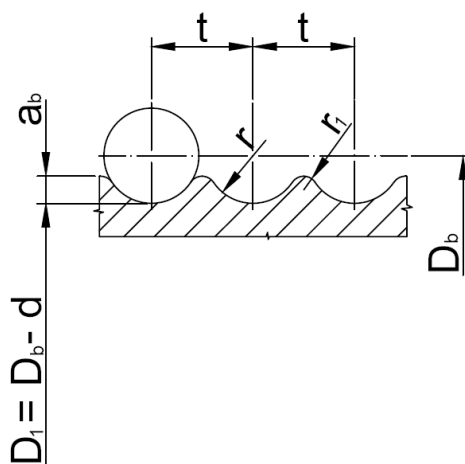
k – součinitel bezpečnosti

Délka části bubnu s lanovými drážkami:

$$l_2 = z_b \cdot t = 17 \cdot 15 = 255 \text{ mm}$$

(25)

kde:

 t – rozteč lanových drážek na lanovém bubnu

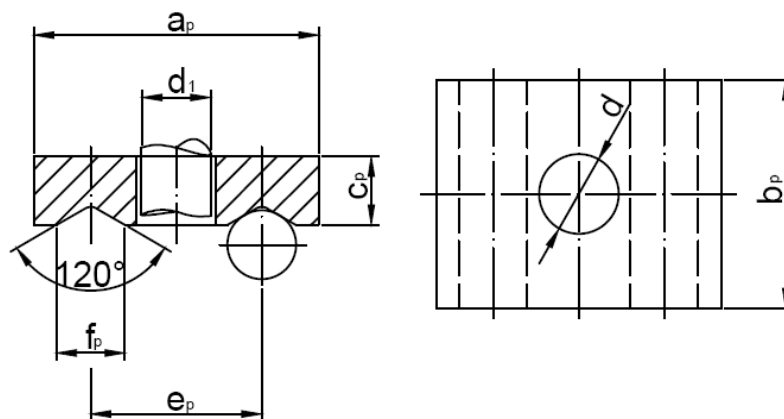
Obr. 13 Rozměry lanových drážek na lanovém bubnu

Tab. 5 Rozměry drážek na lanovém bubnu [3]

a_b	t	r	r_1
mm			
4	15	7	2

Délka okrajů na bubnu:

Lanové příložky se umísťují na hladkou část lanového bubnu. Z tohoto důvodu je jeden okraj větší.



Obr. 14 Lanová příložka

Tab. 6 Rozměry lanové příložky [1]

a_p	b_p	c_p	d	d_1	e_p	f_p	r
mm							
50	40	12	14	M12	30	12	2

$$l_1 = a_p + l_3 = 50 + 20 = 70 \text{ mm} \quad (26)$$

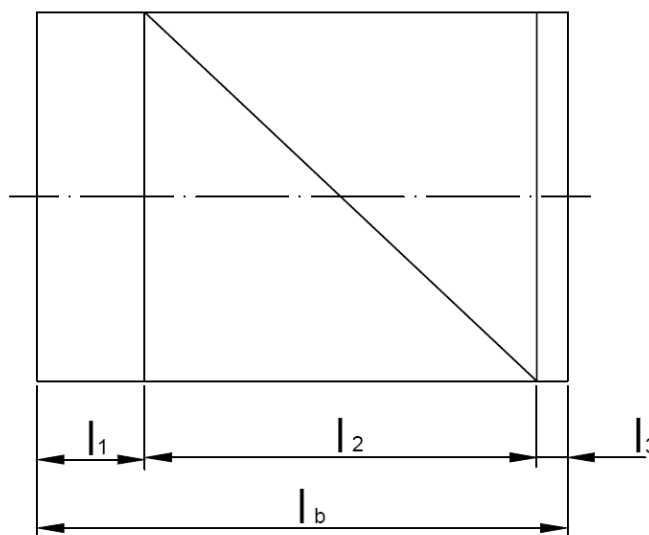
kde:

a_p – šířka lanové příložky

l_3 – rezerva u okraje lanového bubnu

Celková délka lanového bubnu:

$$l_b = l_1 + l_2 + l_3 = 70 + 255 + 20 = 345 \text{ mm}$$



Obr. 15 Rozměry lanového bubnu

Výpočet teoretických otáček bubnu pro zadanou rychlost zdvihu:

$$n_b = \frac{i_k \cdot v \cdot 60}{\pi \cdot D_b} = \frac{1 \cdot 0,2 \cdot 60}{\pi \cdot 0,240} = 15,92 \text{ min}^{-1} \quad (27)$$

kde:

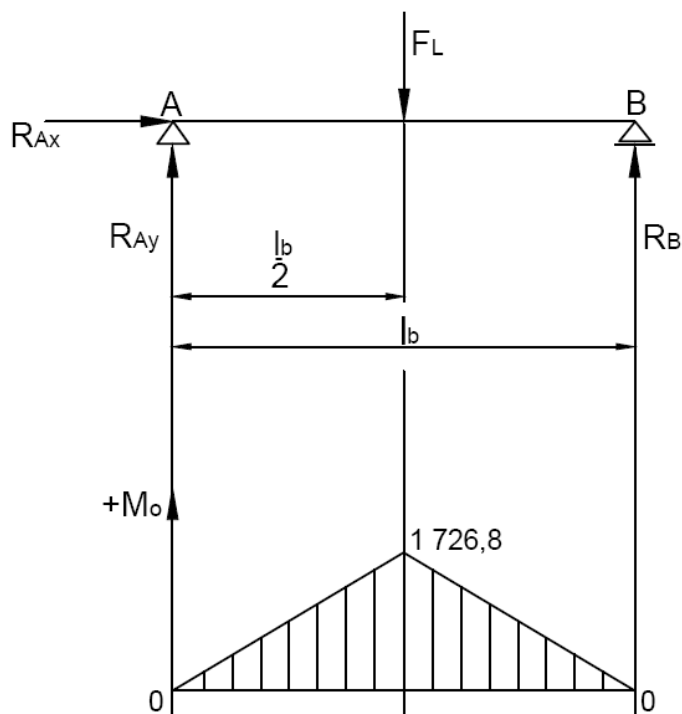
v – zadaná rychlost zdvihu

Točivý moment na bubnu:

$$T_b = F_L \cdot \frac{D_b}{2} = 20\,020,4 \cdot \frac{0,240}{2} = 2\,402,5 \text{ Nm} \quad (28)$$

4.5.2 Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu

Pro výpočet maximálního ohybového napětí bubnu volím stav, kdy je lano zatíženo maximálním přípustným zatížením a lano je navinuto přesně uprostřed lanového bubnu. Výpočet provádím dle [1], [4].



Obr. 16 Průběh ohybového momentu na bubnu

Výpočet reakcí v podporách:

$$\sum_{i=1}^n F_y = 0 \quad (29)$$

$$R_{Ay} - F_L + R_{By} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n M_B = 0 \quad (30)$$

$$-R_{Ay} \cdot l_b + F_L \cdot \left(l_b - \frac{l_b}{2}\right) = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_L \cdot \left(l_b - \frac{l_b}{2}\right)}{l_b} = \frac{20\,020,4 \cdot (345 - 172,5)}{345} = 10\,010,2 \text{ N}$$

$$R_{By} = -R_{Ay} + F_L = -10\,010,2 + 20\,020,4 = 10\,010,2 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu:

$$M_A = 0 \quad (31)$$

$$M_L = R_{Ay} \cdot a = 10\,010,2 \cdot 172,5 \cdot 10^{-3} = 1\,726,8 \text{ Nm} \quad (32)$$

Namáhání lanového bubnu je poměrně složité. Navinuté lano způsobuje ohybové, tlakové a krutové napětí na plášti bubnu. Pomocí těchto napětí stanovíme redukované napětí, které nesmí přesáhnout dovolenou hodnotu.

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (33)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_L}{0,8 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s} = \frac{1\,726,8 \cdot 10^3}{0,8 \cdot (228 - 14)^2 \cdot 14} = 3,36 \text{ MPa} \quad (34)$$

$$\sigma_{Do} = 10 \div 15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

$$3,36 < 15 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

D_1 – průměr bubnu pod lanem

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{T_b}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad (35)$$

$$\tau_k = \frac{T_b}{W_k} = \frac{T_b}{2 \cdot W_o} = \frac{T_b}{1,6 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s} = \frac{2\,402,5 \cdot 10^3}{0,8 \cdot (228 - 14)^2 \cdot 14} = 2,34 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$\tau_{Dk} = 2 \div 5 \text{ MPa}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk}$$

$$2,34 < 5 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Tlakové napětí:

$$\sigma_{tl} = \frac{F_L}{s \cdot t} = \frac{20\,020,4}{14 \cdot 15} = 95,3 \text{ MPa} \quad (37)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_{Dred} \quad (38)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3,36^2 + 95,3^2 - 3,36 \cdot 95,3 + 3 \cdot 2,34^2} = 93,8 \text{ MPa} \quad (39)$$

$$\sigma_{Dred} = 100 \div 110 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Dred}$$

$$93,8 < 110 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.6 Pohon zdvihacího zařízení

Pohon stacionárního zdvihacího zařízení bude zajišťovat elektromotor spolu s převodovkou. Přičemž je nutné dodržet hlavní požadavky v zadání této práce.

4.6.1 Volba elektromotoru

Parametry elektromotoru Siemens dle [21], [22].

Potřebný výkon pro zdvih:

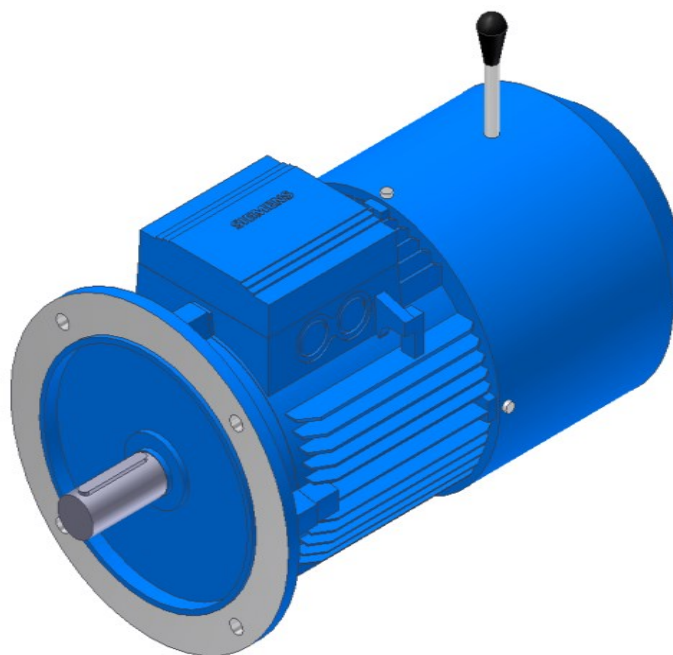
$$P_1 = \frac{F_L \cdot v}{\eta_K \cdot \eta_L \cdot \eta_P} = \frac{20\,020,4 \cdot 0,2}{0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 4\,388,6 \text{ W} \quad (40)$$

kde:

η_P – účinnost převodovky

Pro pohon zdvihacího zařízení volím elektromotor od výrobce Siemens typ 1LA7 130 – 4AA11 – Z G26 + K92. Jedná se o třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko a vestavěnou brzdou. Mechanická brzda zabrzdí zařízení při přerušení napájení. Brzdu je možno odbrzdít i ručně. Motor se k převodovce uchytlí pomocí příruby. Uchycení pomocí příruby umožní konstrukčně jednodušší sestavu stroje. A zajistí i souosé spojení spolu s převodovkou.

Jmenovitý výkon	$P = 5,5 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n_1 = 1455 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý proud (při 400 V)	$I_j = 11,4 \text{ A}$
Jmenovitý moment	$T_j = 36,1 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti	$J = 0,018 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Počet pólů	4
Velikost motoru	132S
Hmotnost	42,5 kg



Obr. 17 Elektromotor Siemens 1LA7

4.6.2 Volba převodovky

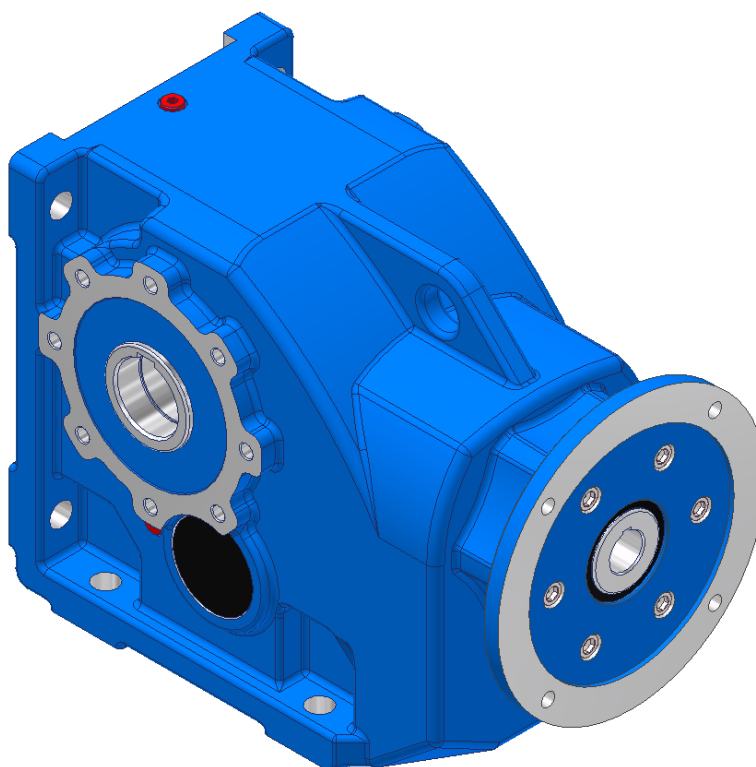
Parametry převodovky TOS Znojmo dle [23].

Požadovaný převodový poměr:

$$i_p = \frac{n_1}{n_b} = \frac{1\,455}{15,92} = 91,4 \quad (41)$$

Pro redukci otáček elektromotoru volím kuželočelní převodovku od výrobce TOS Znojmo typ KTM73 153. Kuželočelní převodovku volím z důvodu větší kompaktnosti zařízení. Vstup převodovky je proveden dutým hřídelem a přírubou k uchycení elektromotoru. Výstup převodovky je taktéž proveden dutým hřídelem. Do výstupního hřídele se zasune válcový konec hřídele, na kterém bude přivařen lanový buben. Přenos točivého momentu z převodovky na hřídel s bubnem bude zajišťovat těsné pero.

Převodový poměr	$i_{sk} = 89,48$
Otáčky	$n_2 = 16,3 \text{ min}^{-1}$
Točivý moment	$T_2 = 3\,230 \text{ Nm}$
Provedení s dutým výstupním hřídelem	$D = 70 \text{ H7}$
Hmotnost	180 kg
Osová velikost elektromotoru	132
Motorová příruba	B5
Rozteč připojovacích otvorů	262 mm
Objednací číslo TOS ZNOJMO	K73153M0073004



Obr. 18 Převodovka KTM73 153

Skutečná rychlost zdvihu:

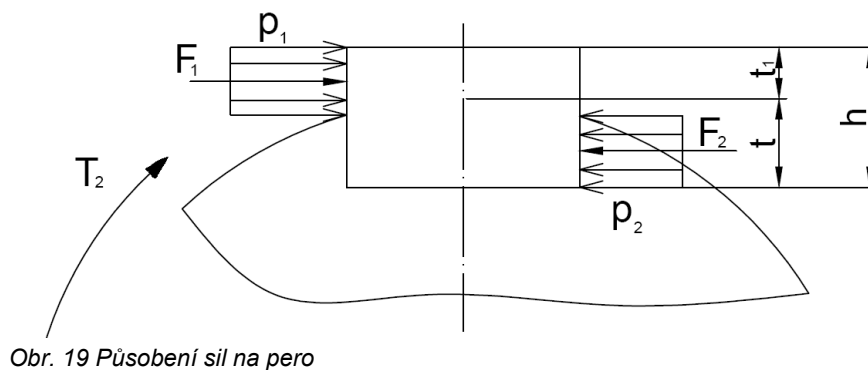
$$v_s = \frac{n \cdot \pi \cdot D_b}{i \cdot 60} = \frac{16,3 \cdot \pi \cdot 0,240}{1 \cdot 60} = 0,205 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (42)$$

4.7 Kontrola hřídele

Hřídel bude vyroben z materiálu 11 523. Tato konstrukční ocel má dobré mechanické vlastnosti a do určitých tloušťek je dobře svařitelná. Svařitelnost má v tomto případě velký význam, protože se na hřídel budou navařovat bočnice lanového bubnu.

4.7.1 Výpočet délky pera z kontroly na otláčení

Dutý hřídel převodovky je vyroben z oceli, proto volím dovolený tlak na otláčení dle [5] $p_{\text{Dov}} = 120 \text{ MPa}$, rovněž výpočty provádím dle [5]. Jelikož točivý moment mezi perem a nábojem se přenáší pouze rovnou částí pera (mezi perem a hřídelem zajišťuje přenos momentu celá délka pera) a také výška drážky v náboji je menší než hloubka drážky v hřídeli, tak je dostačující provést kontrolu na otláčení jen mezi perem a nábojem.



Obr. 19 Působení sil na pero

$$p_1 = \frac{F_1}{t_1 \cdot l'} \leq p_{\text{DOV}} \quad (43)$$

$$F_1 = \frac{T_2}{\frac{D}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{3\,230 \cdot 10^3}{\frac{70}{2} + \frac{4,6}{2}} = 86\,595 \text{ N} \quad (44)$$

$$l' = \frac{F}{t_1 \cdot p_{\text{DOV}}} = \frac{86\,595}{4,6 \cdot 120} = 156,9 \text{ mm} \quad (45)$$

kde:

F_1 – síla působící na bok pera

t_1 – výška pera v náboji

l' – délka rovné části pera

Z důvodu odlehčovacího otvoru v dutém hřídeli převodovky použiji dvě kratší pera. Jedno dlouhé pero by bylo nedostačující, protože se nevyrábí v tak dlouhém normalizovaném provedení. Mé navržené řešení použití dvou per jsem konzultoval s výrobcem převodovky TOS Znojmo, který toto uspořádání taktéž používá.

$$L' = l' + 2 \cdot b = 156,9 + 2 \cdot 20 = 196,9 \text{ mm} \quad (46)$$

$$L = 200 \text{ mm}$$

kde:

L' – předběžná délka pera

L – normalizovaná délka pera

Volím dvě pera:

PERO 20e7 x 12 x 110 ČSN 02 2562

PERO 20e7 x 12 x 100 ČSN 02 2562

Hřídel je pojištěn proti axiálním posuvům z jedné strany osazením hřídele a na druhé straně převodovky příložkou. Zamezením působení axiálních sil bude mít příznivý vliv na ložiskové domky, ve kterých je hřídel uložen.

4.7.2 Analytický výpočet

Namáhání v krutu:

Pro kontrolu hřídele použiji točivý moment, který vyvolá na bubnu maximální dovolené zatížení. Pomocí výpočtu zjistím, zda zvolený materiál hřídele má dostačující mechanické vlastnosti. Výpočet provedu v místě, kde se hřídel spojuje pomocí těsného pera s nábojem převodovky. Výpočty v této kapitole provádím dle [6].

$$\tau_K = \frac{T_b}{W_k} \cdot \alpha_\tau = \frac{T_b}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}} \cdot \alpha_\tau \leq \tau_{DK} \quad (47)$$

$$\tau_{DK} = 0,577 \cdot \sigma_D = 0,577 \cdot \frac{Re_H}{k_S} = 0,577 \cdot \frac{333}{1,5} = 128,1 \text{ MPa} \quad (48)$$

$$\tau_K = \frac{T_b}{W_k} \cdot \alpha_\tau = \frac{T_b}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}} \cdot \alpha_\tau = \frac{2\,402,5 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 70^3}{16}} \cdot 3,2 = 114,2 \text{ MPa} \quad (49)$$

$$\tau_K \leq \tau_{DK}$$

$$114,2 < 128,1 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

D – průměr hřídele

Re_H – mez kluzu materiálu hřídele

k_S – součinitel bezpečnosti

α_τ – součinitel koncentrace napětí v krutu dle [8]

Zvolený materiál má dostatečně vysokou mez kluzu, takže k ukroucení hřídele nedojde. Hřídel by mohl mít i menší průměr, ale konstrukce převodovky a můj navržený systém uložení to nedovolí.

4.7.3 Pevnostní kontrola s využitím software

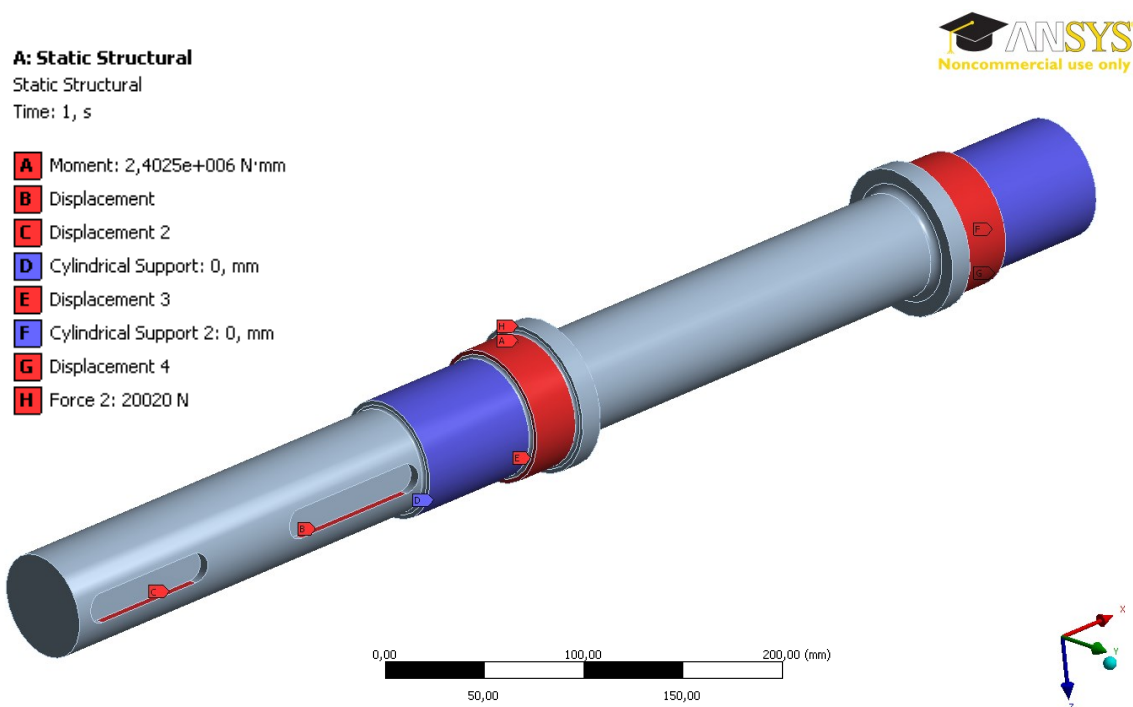
Celý hřídel, na kterém bude navařen lanový buben, zkontroluji pomocí výpočetního software ANSYS Workbench 14.0. Pevnostní analýzu jsem prováděl ve školní verzi tohoto software. Jelikož je školní verze tohoto software výpočtově omezena (dokáže spočítat síť, jejíž počet nodů nepřesahuje 200 000), tak jsem pro reálnější výsledky byl nucen pracovat s různými zjednodušeními.

Bylo by zajímavé vyhodnotit jak celkový posuv, tak napěťové pole i s navařeným lanovým bubnem. Avšak s ohledem na školní verzi programu a výpočetní techniku budu pracovat jen se samostatným hřídelem. I samostatná geometrie hřídele prodělala zjednodušení v takové formě, že na výsledky v důležitých místech nebudou mít příliš velký vliv. Příkladem může být odstranění všech zkosení a díry se závitem pro šroub příložky. Dále jsem nastavil přísné okrajové podmínky, kdy zejména spojení hřídele s nábojem pomocí těsných per je provedeno nehybně.

Díky těmto úpravám jsem mohl vytvořit o něco lepší síť, která bude poskytovat reálnější výsledky. Nutno ovšem podotknout, že i takto upravená síť měla stále velké elementy.

Zadání okrajových podmínek a působících sil:

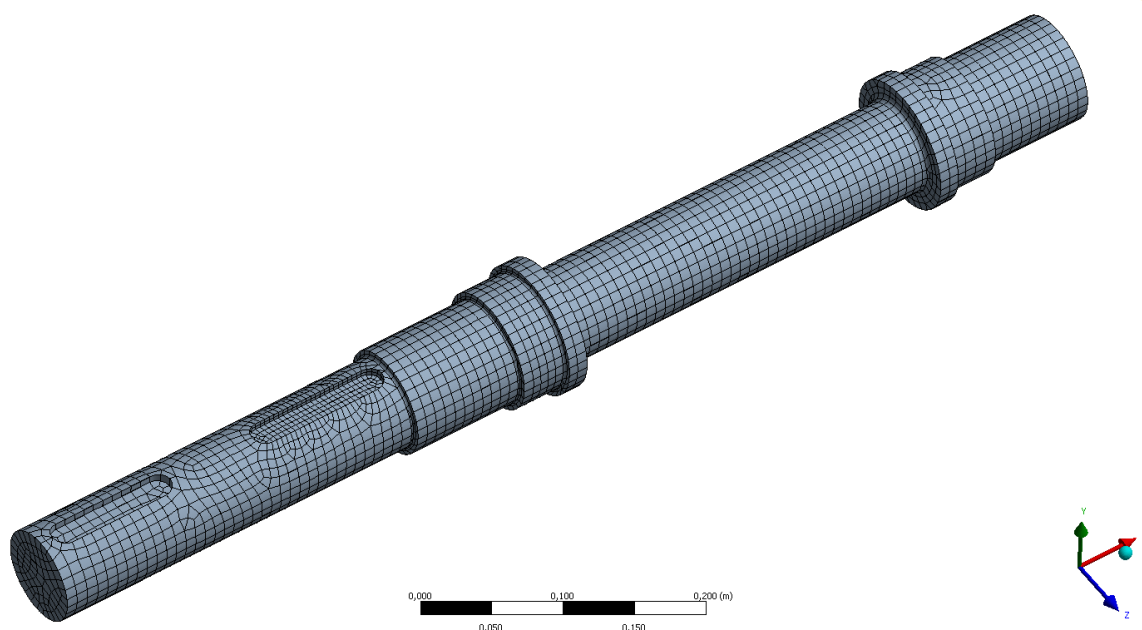
Na obr. 20 je zobrazeno zadání okrajových podmínek včetně zatěžujících sil a momentů. Na hřídel se přenáší od navařeného lanového bubnu posouvající síla a točivý moment vyvolaný maximální hmotností zdvihaného břemene. Podpory v místech označené fialovou barvou, znázorňují uložení hřídele v ložiskách. Okrajové podmínky jsou v tomto místě nastaveny tak, že povolují pouze otáčení hřídele a zamezují veškerý osový pohyb. Přenos točivého momentu z hřídele do převodovky je provedeno pomocí těsných per. Jak už jsem se zmínil, tak v tomto případě uvažuji zcela nehybné uchycení.



Obr. 20 Nastavení okrajových podmínek, zatížení a momentů

Konečnoprvkový model hřídele:

Pro vytvoření konečnoprvkového modelu použiji zjednodušenou geometrii hřídele. Síť bude tvořena šestistěnnými prvky. Základní velikost jednoho elementu byla stanovena na velikost pěti milimetrů. Zjemnění sítě pomocí zmenšení elementů na velikost tří milimetrů jsem provedl pouze v kritickém místě, které se nachází v drážce pro pero. Výsledný počet nodů je 79 102 a počet elementů 22 502. I když je počet nodů hluboko pod omezující podmínkou, tak zjemněním sítě v celém objemu bych se sice přiblížil k omezující podmínce počtu nodů, ale výsledky by byly prakticky totožné. Elementy by byly v kritickém místě stále velké na to, aby zahrnuly i zaoblení dna drážky hřídele. Nepomohl bych si ani lokálním zmenšením elementů v kritickém místě na takovou velikost, aby velikost elementů byla vyhovující vzhledem k velikosti zaoblení dna drážky. V tomto případě bych už opět překročil omezující podmínku.

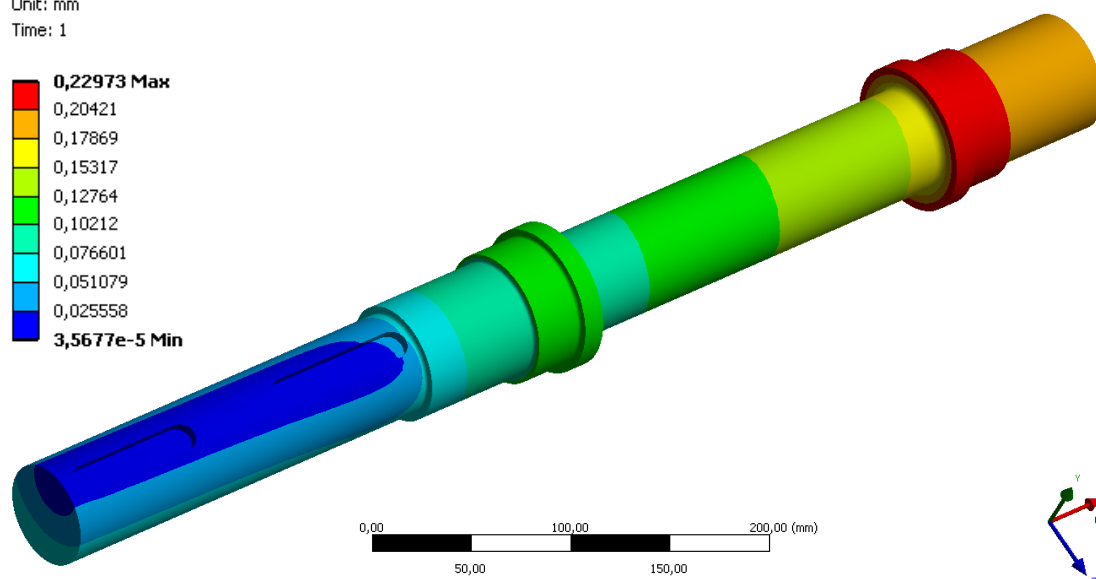


Obr. 21 Konečnoprvkový model hřídele

Vyhodnocení celkového posuvu hřídele:

Hřídel se zdeformuje jednak působící silou od lana a také točivým momentem, který vyvolává také lano. Maximální hodnoty celkového posunutí (0,23 mm) dosahuje část, kde bude navařena bočnice bubnu, což je možné vidět na obr. 22. Z výsledků je patrné, že se hřídel zdeformuje opravdu minimálně.

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1

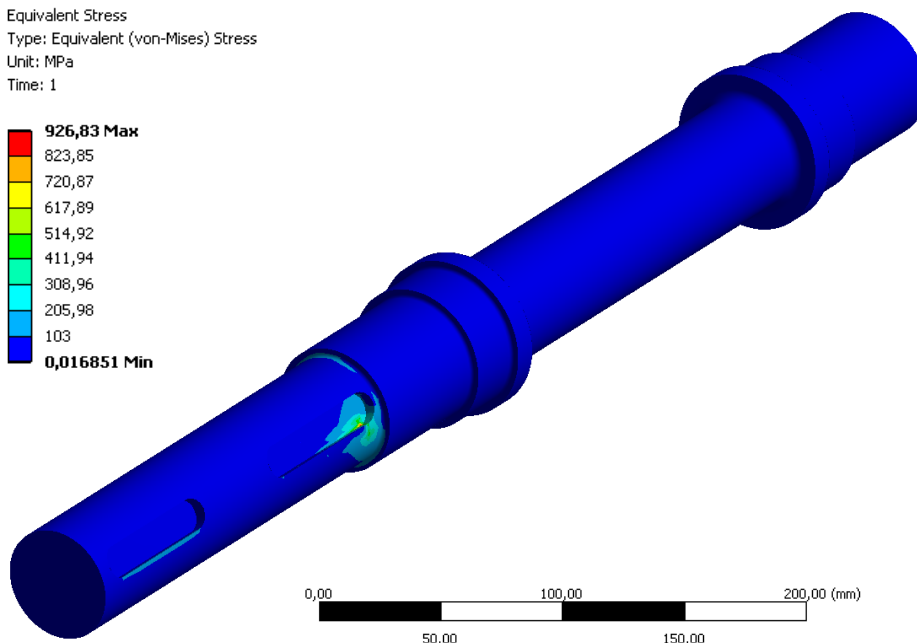
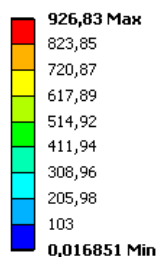


Obr. 22 Celkový posuv hřídele [mm]

Vyhodnocení napěťových polí hřídele:

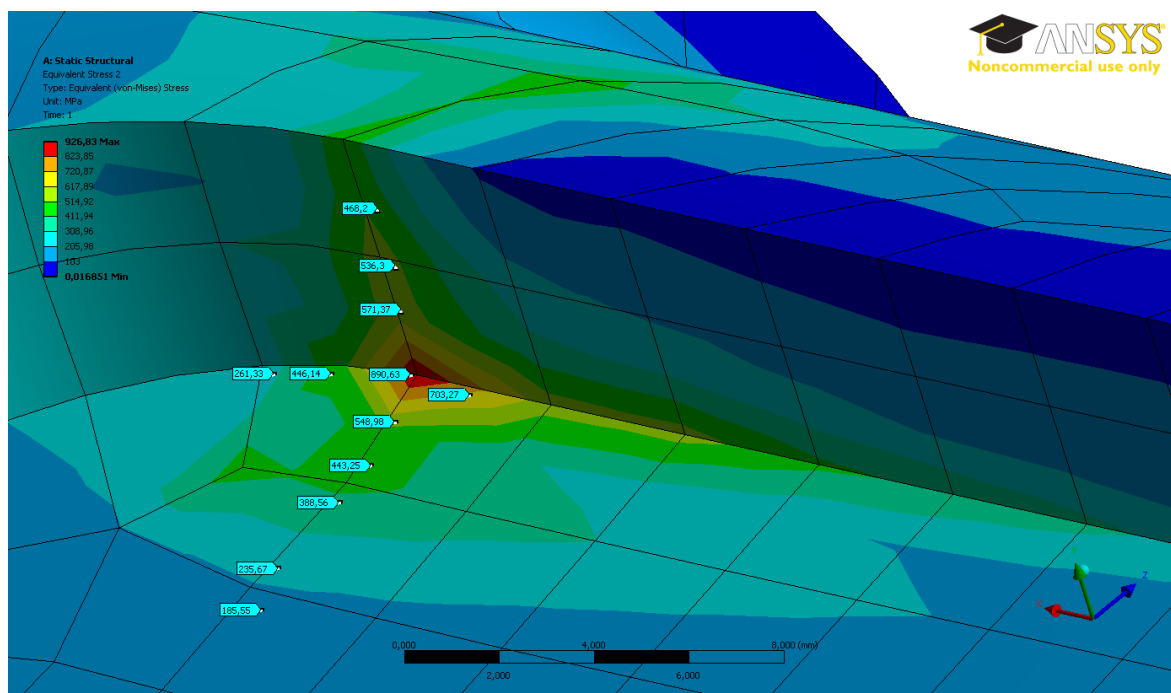
Vykreslením napěťových polí na zjednodušené geometrii hřídele získáme přehled o nejkritičtějších místech. Na obr. 23 je patrné, kde se nachází nejkritičtější místo. V kritickém místě hřídele, kde je vyrobená drážka pro pero, vznikla lokální napěťová špička (926,83 MPa dle HMH). Příčiny vzniku napěťové špičky jsou zcela jasné. Jednak je to způsobeno již zmíněnou okrajovou podmínkou pera, ale hlavní příčinou je zde vytvořená síť, jejíž nedostatky jsem již také popsal. Napěťová špička vznikla v místě, kde přechází rovná část pera do zaoblení a bok drážky ve dno. Díky ostrým přechodům dochází ve zmíněném místě ke značné koncentraci napětí. Toto je jediný problém, který se na hřídeli nachází. Zbytek hřídele bez problému touto kontrolou prošel se značnou rezervou díky opravdu masivním rozměrům.

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1



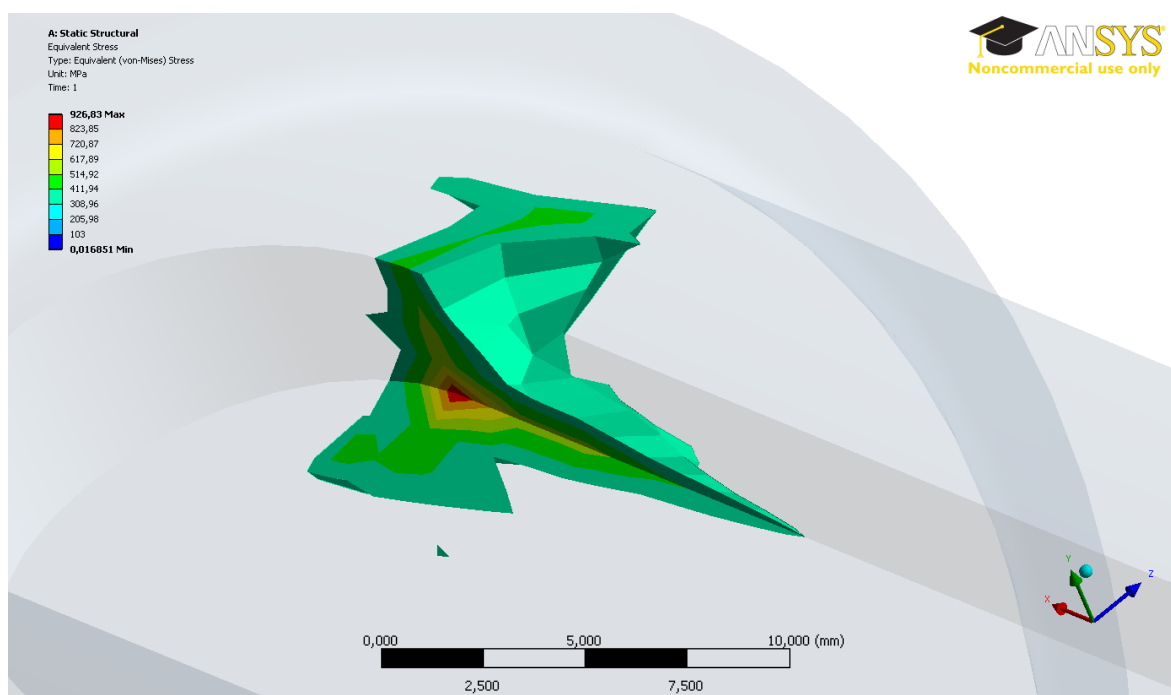
Obr. 23 Redukované napětí dle metody HMM vykreslené na hřídeli [MPa]

Na obr. 24 je detailně znázorněna napěťová špička. Je tam vyobrazená i síť, na které lze vidět velikost jednotlivých elementů. Při pohledu na měřítko je patrné, že špička dosahuje opravdu malých rozměrů a na poměrně malé vzdálenosti vzroste napětí několikanásobně.



Obr. 24 Redukované napětí dle metody HMM vykreslené v detailu špičky [MPa]

Na obr. 25 je znázorněno místo na hřídeli, kde napětí překročí hodnotu 320 MPa.



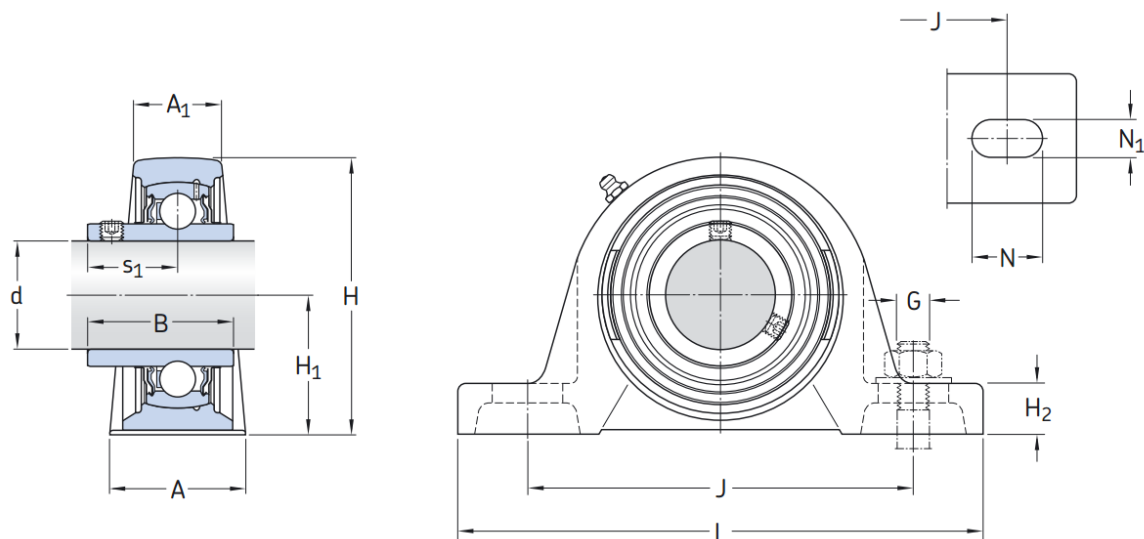
Obr. 25 Redukované napětí dle metody HMM vykreslené s hodnotami nad 320 MPa

Vyhodnocení vypočtených výsledků:

Získané výsledky ze software ANSYS Workbench 14.0 můžu označit za uspokojivé. Díky zjednodušení, se kterým jsem hřídel počítal, budou mít reálné výsledky odlišné hodnoty. Především celkový posuv se po přivaření lanového bubnu pozmění, protože lanový buben bude sloužit jako výztuha a díky tomu bude posuv od zkrutu menší. Rovněž hodnota lokální špičky bude odlišná včetně její celkové velikosti. Díky této kontrole se nemusím bát, že dojde k vážné poruše hřídele. Navíc zdvihací zařízení pracuje při nízkých otáčkách a slouží k pomocnému zdvihu břemen.

4.8 Výběr ložiskového domku a výpočet ložisek

Při výběru velikosti ložiskového domku jsem limitován odstupňováním hřídele lanového bubnu. Volím ložiskový domek od firmy SKF typ SYJ 80 TF. Základní parametry a rozměry jsou uvedeny na obr. 26 a v tab. 7. Ložiskový domek je schopen kompenzovat počáteční odchylky od souososti. Proti nečistotám je kuličkové ložisko utěsněno z obou stran. Aby byla zajištěna správná funkce ložiska, je vnitřní kroužek vybaven dvěma stavěcími šrouby, které zajistí spolehlivé otáčení vnitřního kroužku. Výpočet provádím dle katalogu SKF [14], [15].



Obr. 26 Ložiskový domek [16]

Tab. 7 Rozměry ložiskového domku [16]

	A	A ₁	B	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G	s ₁	C	C ₀	P _u	Limitní otáčky
	mm												kN			n/min
SYJ 80 TF	78	50	78	176	89	30	232	292	35	25	20	48	73	53	2,16	2 400

4.8.1 Statická kontrola

Statickou kontrolu ložiska provádím z toho důvodu, protože při provozu stacionárního zdvihacího zařízení mohou nastat situace, které namáhají ložisko staticky. Situace nutné ke statické kontrole jsou následující:

- zařízení provádí velmi malé oscilační pohyby
- zařízení se pod zatížením nepohybuje určitou delší dobu
- výskyt rázovitého zatížení, které působí na rotující ložisko (dynamicky zatížené) nebo nepohyblivé ložisko.

Síly působící na jedno ložisko:

$$F_r = \frac{F_L}{2} = \frac{20\,020,4}{2} = 10\,010,2 \text{ N} \quad (50)$$

$$F_a = \tan \alpha_L \cdot F_L = \tan 4^\circ \cdot 20\,020,4 = 510 \text{ N} \quad (51)$$

kde:

α_L – maximální přípustný odklon lana

Ekvivalentní statické zatížení:

Na ložisko působí čistě radiální síla, podle katalogu SKF platí, že

$$P_0 = F_r = 10\,010,2 \text{ N} \quad (52)$$

Statická bezpečnost:

Minimální statická bezpečnost, které by mělo ložisko dosáhnout při normálních požadavcích na tichý chod a neznámé velikosti rázovitého zatížení $s_{0L \text{ MIN}} \geq 1,5$

$$s_{0L} \geq s_{0L \text{ MIN}} \quad (53)$$

$$s_{0L} = \frac{C_0}{P_0} = \frac{53\,000}{10\,010,2} = 5,29 \quad (54)$$

$$5,29 > 1,5 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

C_0 – statická únosnost ložiska

4.8.2 Dynamická kontrola

Dynamickou kontrolu provádím z toho důvodu, protože otáčky ložiska jsou větší než 10 min^{-1} .

Ekvivalentní dynamické zatížení:

Na ložisko působí čistě radiální síla, podle katalogu SKF platí, že

$$P = F_r = 10\,010,2 \text{ N} \quad (55)$$

Základní trvanlivost:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{73\,000}{10\,010,2}\right)^3 = 341,95 \text{ mil. ot.} \quad (56)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 16,3} \cdot 341,95 = 349\,642 \text{ hod.} \quad (57)$$

kde:

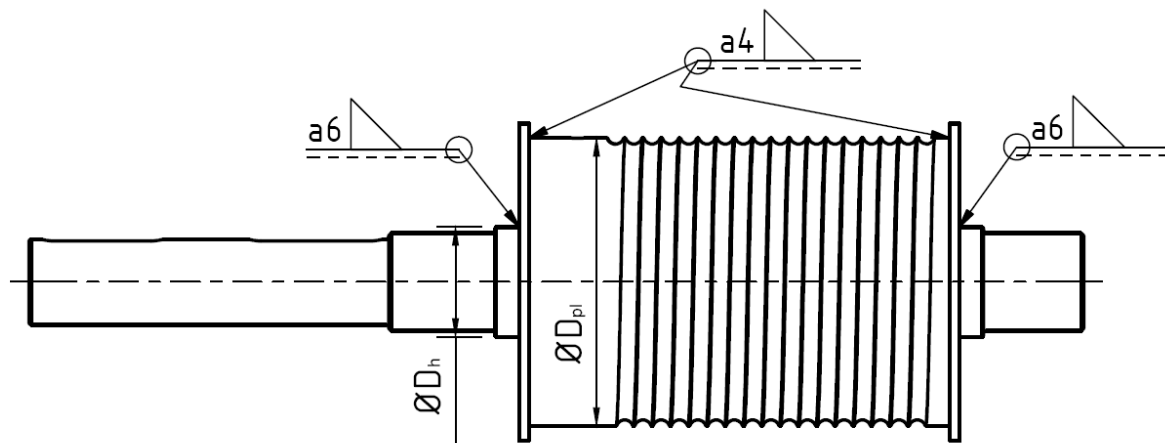
C – dynamická únosnost ložiska

p – exponent rovnice trvanlivosti ložiska pro bodový styk

Jak statická, tak dynamická kontrola vyšla předimenzovaná. Ložiska by šla použít s daleko menším průměrem, a tím spojenými hodnotami únosnosti, ale pro mé použité řešení jsem omezen průměrem hřídele z kontroly na krut a jejího odstupňování.

4.9 Kontrola svarů lanového bubnu

Sestava lanového bubnu bude svařena pomocí koutových svarů dle *obr. 27*. Pro výpočet uvažují, že bočnice lanového bubnu budou těsně nasunuty na hřídel. Při takovém uložení nevzniknou smyková napětí ve svaru, ale pouze napětí od axiální posouvající síly a točivého momentu. Z hlediska větší bezpečnosti uvažují při kontrole výstupní točivý moment z převodovky. Výpočty provádím dle [5].



Obr. 27 Zobrazení umístění svarů a jejich velikostí na lanovém bubnu

4.9.1 Kontrola svarů mezi hřídelem a bočnicí bubnu

$$S_{sv} = 2 \cdot \pi \cdot (D_h + a) = 2 \cdot \pi \cdot (90 + 6) = 3\,619 \text{ mm}^2 \quad (58)$$

$$W_{ksv} = 2 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_h + 2 \cdot a)^4 - D_h^4}{\frac{D_h + 2 \cdot a}{2}} = 2 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(90 + 2 \cdot 6)^4 - 90^4}{\frac{90 + 2 \cdot 6}{2}} = 164\,137,5 \text{ mm}^3 \quad (59)$$

$$\tau_{\perp}^{Fa} = \frac{F_a}{S_{sv}} = \frac{1\,400}{3\,619} = 0,39 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$\tau_{\parallel}^{Mk} = \frac{T_2}{W_{ksv}} = \frac{3\,230 \cdot 10^3}{164\,137,5} = 19,6 \text{ MPa} \quad (61)$$

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Fa}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{Mk}}{k_4}\right)^2} \leq \tau_{sDOV} \quad (62)$$

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Fa}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{Mk}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,39}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{19,6}{0,65}\right)^2} = 30,2 \text{ MPa} \quad (63)$$

$$\tau_{sDOV} = \beta \cdot \sigma_{DOV} = \beta \cdot \frac{R_{eB}}{k_e} = 1,0462 \cdot \frac{186}{2} = 97,29 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$\tau_s \leq \tau_{sDOV}$$

$$30,2 < 97,29 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 8,46 = 1,0462 \quad (65)$$

$$z = 1,41 \cdot a = 1,41 \cdot 6 = 8,46 \text{ mm} \quad (66)$$

kde:

S_{sv} – průřez koutového svaru

D_h – průměr hřídele v místě pod bočnicí bubnu

a – jmenovitá výška svaru

W_{ksv} – modul průřezu svaru v krutu

τ_{\perp}^{Fa} – napětí od axiální posouvající síly

τ_{\parallel}^{Mk} – napětí od točivého momentu

τ_s – srovnávací napětí

τ_{sDOV} – dovolené napětí

k_3 – převodní součinitel pro kolmě působící síly na osu

k_4 – převodní součinitel pro rovnoběžně působící síly na osu

k_e – součinitel bezpečnosti

β – součinitel tloušťky koutového svaru

R_{eB} – mez kluzu materiálu bočnic bubnu

z – jmenovitá tloušťka svaru

4.9.2 Kontrola svarů mezi bočnicí bubnu a pláštěm bubnu

$$S_{sv} = 2 \cdot \pi \cdot (D_{pl} + a) = 2 \cdot \pi \cdot (236 + 4) = 6\,031,9 \text{ mm}^2 \quad (67)$$

$$W_{ksv} = 2 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_{pl} + 2 \cdot a)^4 - D_{pl}^4}{2} = 2 \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(236 + 2 \cdot 4)^4 - 236^4}{2} = 712\,154,8 \text{ mm}^3 \quad (68)$$

$$\tau_{\perp}^{Fa} = \frac{F_a}{S_{sv}} = \frac{1\,400}{6\,031,9} = 0,23 \text{ MPa} \quad (69)$$

$$\tau_{\parallel}^{Mk} = \frac{T_2}{W_{ksv}} = \frac{3\,230 \cdot 10^3}{712\,154,8} = 4,54 \text{ MPa} \quad (70)$$

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Fa}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{Mk}}{k_4}\right)^2} \leq \tau_{sDOV} \quad (71)$$

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{\text{Fa}}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{\text{Mk}}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,23}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{4,54}{0,65}\right)^2} = 7 \text{ MPa} \quad (72)$$

$$\tau_{s\text{DOV}} = \beta \cdot \sigma_{\text{DOV}} = \beta \cdot \frac{R_{\text{eB}}}{k_e} = 1,1308 \cdot \frac{186}{2} = 105,2 \text{ MPa} \quad (73)$$

$$\tau_s \leq \tau_{s\text{DOV}}$$

$$7 < 105,2 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 5,64 = 1,1308 \quad (74)$$

$$z = 1,41 \cdot a = 1,41 \cdot 4 = 5,64 \text{ mm} \quad (75)$$

kde:

D_{pl} – průměr pláště bubnu

5 Závěr

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem a výpočtem stacionárního zdvihacího zařízení, které zvedá břemena o hmotnosti až 2 000 kg do výšky 10 m a to rychlostí $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Celé zařízení bylo navrženo dle platných norem a odborné literatury.

Zařízení funguje na principu jednoduchého kladkostroje. Zdvih do požadované výšky zajišťuje ocelové drátěné lano o průměru 12 mm, jeho podrobné parametry jsou uvedeny v kapitole 4.1. Břemena se uchycují k lanu pomocí háku. Háček je na lanu volně uchycen v lanovém oku. Lanové oko je obtočeno kolem lanové očnice, která lépe rozkládá zatížení na lano a tak zvyšuje jeho životnost. Lano se navíjí na drážkovaný lanový buben v jedné vrstvě, k bubnu je uchyceno pomocí lanových příložek. Svařovaný lanový buben je uchycen v ložiskových domcích od firmy SKF. Výpočet lanového bubnu je uveden v kapitole 4.5. Pohon lanového bubnu zajišťuje třífázový asynchronní elektromotor od firmy Siemens, který má v sobě zabudovanou brzdu. Brzda elektromotoru se sepne vždy po přerušení napájení, lze ji však i ručně odbrzdít. Elektromotor má přírubovou konstrukci, a upevňuje se rovnou na kuželočelní převodovku. Zvolená převodovka je od firmy TOS Znojmo, ta redukuje výstupní otáčky elektromotoru na požadované otáčky lanového bubnu k zajištění požadované rychlosti zdvihu. Převodovka má dutý výstupní hřídel, do kterého se vsunuje válcový konec hřídele lanového bubnu. Pevnostní analýze hřídele lanového bubnu se věnuje kapitola 4.7. Z výsledků této kontroly je patrné, že hřídel, navzdory použitému materiálu a velkému točivému momentu, pevnostně vydrží. Všechny díly zařízení jsou uchyceny pomocí šroubů ke svařovanému rámu, který bude pevně uchycen k podlaze. Rám je svařen z normalizovaných polotovarů a je v něm připraveno šest otvorů, pomocí kterých se celé zařízení uchytlí, přičemž je nutné dodržet podmínku, aby odklon lana mezi lanovým bubnem a kladkou zavěšenou v požadované výšce nebyl větší než 4° . Zařízení má díky použití normalizovaných a standardizovaných dílů kompaktní konstrukci.

K navrženému stacionárnímu zdvihacímu zařízení je vytvořený sestavný výkres celého zařízení včetně výrobního výkresu hřídele lanového bubnu. Na *obr. 1A* a *obr. 2A* v Příloze A (sestava zdvihacího zařízení) je zobrazen model zdvihacího zařízení vytvořený v software INVENTOR 2010.

Bakalářská práce splnila veškeré požadavky obsažené v zadání.

6 Seznam použité literatury

- [1] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRŽAN. *Jeřáby I. díl*. 2. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1974, 645 s.
- [2] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích. Svazek 6, R - Části strojů a převody. (2. část)*. 1. vyd. Praha: Scientia, 1995, 291 s. ISBN 80-858-2788-3.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.
- [4] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení: Určeno pro posl. fak. strojní*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1988, 277 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně).
- [5] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 114 s. ISBN 978-802-4817-828.
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [7] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost* [online]. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1987 [cit. 2013-04-28]. Dostupné z: http://mechanika2.fs.cvut.cz/documents/dpz_high.pdf
- [8] ČSN ISO 4308 – 1. *Jeřáby a zdvihací zařízení. Výběr ocelových lan. Část 1: Všeobecně*. Praha: Český normalizační institut, 2004.
- [9] ČSN ISO 4308/2. *Jeřáby a zdvihací zařízení. Volba ocelových lan. Část 2: Mobilní jeřáby – součinitel bezpečnosti Zp*. Praha: Federální úřad pro normalizaci a měření, 1992.
- [10] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: Český normalizační institut, 1978.
- [11] ČSN EN 13411 – 1+A1. *Ukončení ocelových drátěných lan – Bezpečnost – Část 1: Očnice pro vázací prostředky z ocelových drátěných lan*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- [12] ČSN EN 13411 – 3+A1. *Ukončení ocelových drátěných lan – Bezpečnost – Část 3: Objímky a zajištěné objímky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- [13] ČSN 27 1820. *Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha: Český normalizační institut, 1957.
- [14] Valivá ložiska: Principy volby a použití ložisek. *SKF Ložiska, a.s.* [online]. [cit. 2013-04-29]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515039.pdf>

- [15] Bearings, units and housings: Y-bearings and Y-bearing units. *SKF Group* [online]. [cit. 2013-04-29]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/12-75526/Y-bearings-and-units.pdf>
- [16] Bearings, units and housings: Y-bearing plummer block units, cast housing, grub screw locking. *SKF Group* [online]. [cit. 2013-04-29]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/cast-housing-grub-screw-locking/index.html?prodid=211201080>
- [17] Manipulační technika. *SA Trade s.r.o.: Stroje a nářadí - PROMA* [online]. [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.promacz.cz/stroje-naradi/Garazova-technika/Manipulacni-technika/199/3318/LN-1000-elektricky-lanovy-navijak>
- [18] Jeřáby: Sloupové jeřáby. *TEDOX s.r.o.* [online]. 2013 [cit. 2013-04-29]. Dostupné z: <http://www.tedox.cz/sloupove-jeraby>
- [19] Jeřáby: Konzolové jeřáby. *TEDOX s.r.o.* [online]. 2013 [cit. 2013-04-29]. Dostupné z: <http://www.tedox.cz/konzolove-jeraby>
- [20] Stavební vrátky Camac. *EMKOL s.f.* [online]. [cit. 2013-04-29]. Dostupné z: <http://www.emkol.cz/eshop/product/stavebni-vratak-camac-minor-base-325/>
- [21] Elektromotory: Elektromotory řady 1LA7. *MOTOR – GEAR a.s.* [online]. 2009 [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.motorgear.cz/elektromotory-siemens-1la7>
- [22] Drives Technology Configurator. *SIEMENS Industry* [online]. 2012 [cit. 2013-04-29]. Dostupné z: <http://www.siemens.com/sd-configurator>
- [23] Kuželočelní převodovka KTM73. *TOS ZNOJMO a.s.* [online]. 2013 [cit. 2013-04-29]. Dostupné z: http://www.tos-znojmo.cz/produkce/ktm/cz/index_73.htm
- [24] Příslušenství k lanům: Očnice. *PAVLÍNEK s.r.o.: VÁZACÍ PROSTŘEDKY* [online]. 2013 [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.vazaky-online.cz/ocnice-din-en-13411-1/>
- [25] Příslušenství k lanům: Objímky k lisování lan. *PAVLÍNEK s.r.o.: VÁZACÍ PROSTŘEDKY* [online]. 2013 [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.vazaky-online.cz/hlinikove-objimky-en-13411-3-din-3093-a/>
- [26] Příslušenství k lanům: Háky. *PAVLÍNEK s.r.o.: VÁZACÍ PROSTŘEDKY* [online]. 2013 [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.vazaky-online.cz/sika-hak/>

7 Seznam příloh

Příloha A: Sestava zdvihacího zařízení

Příloha B: Rozměry elektromotoru Siemens

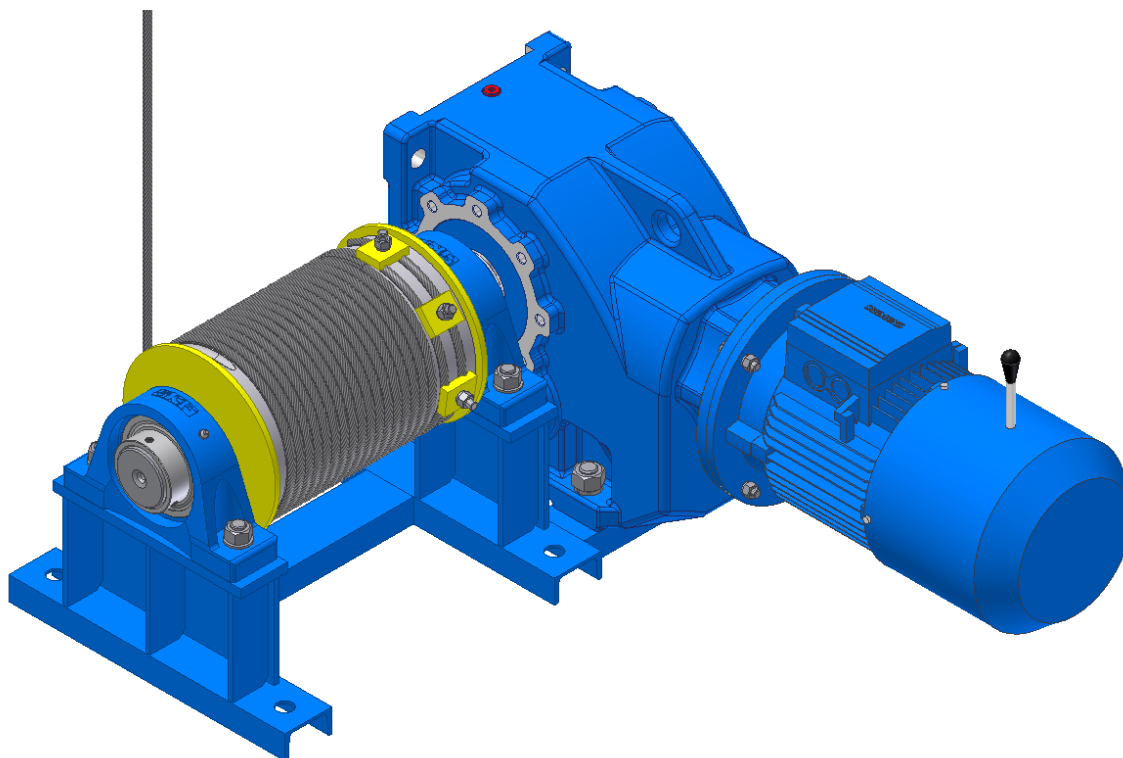
Příloha C: Rozměry převodovky TOS Znojmo

Sestavný výkres zdvihacího zařízení: PAV0102 – 01

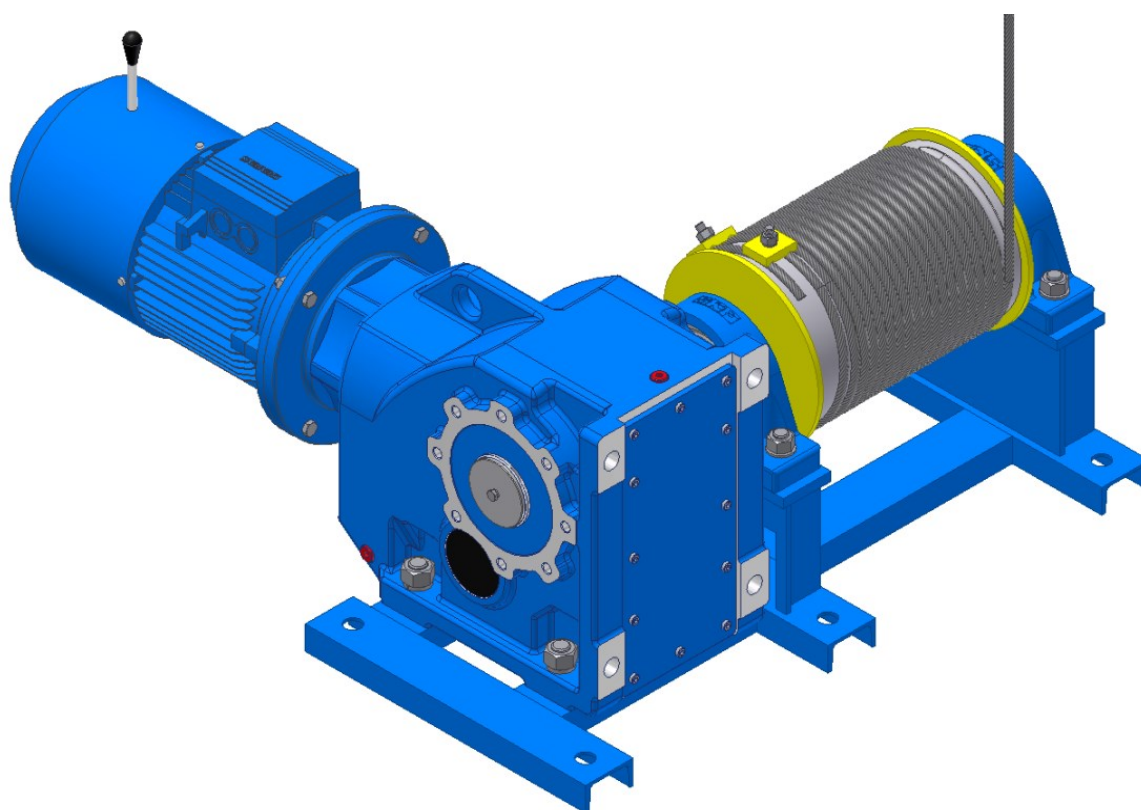
Výrobní výkres hřídele lanového bubnu: PAV0102 – 01 – 02 – 01

Kompletní bakalářská práce včetně výkresové dokumentace v zadaném rozsahu v elektronické podobě na CD disku.

Příloha A: Sestava zdvihacího zařízení

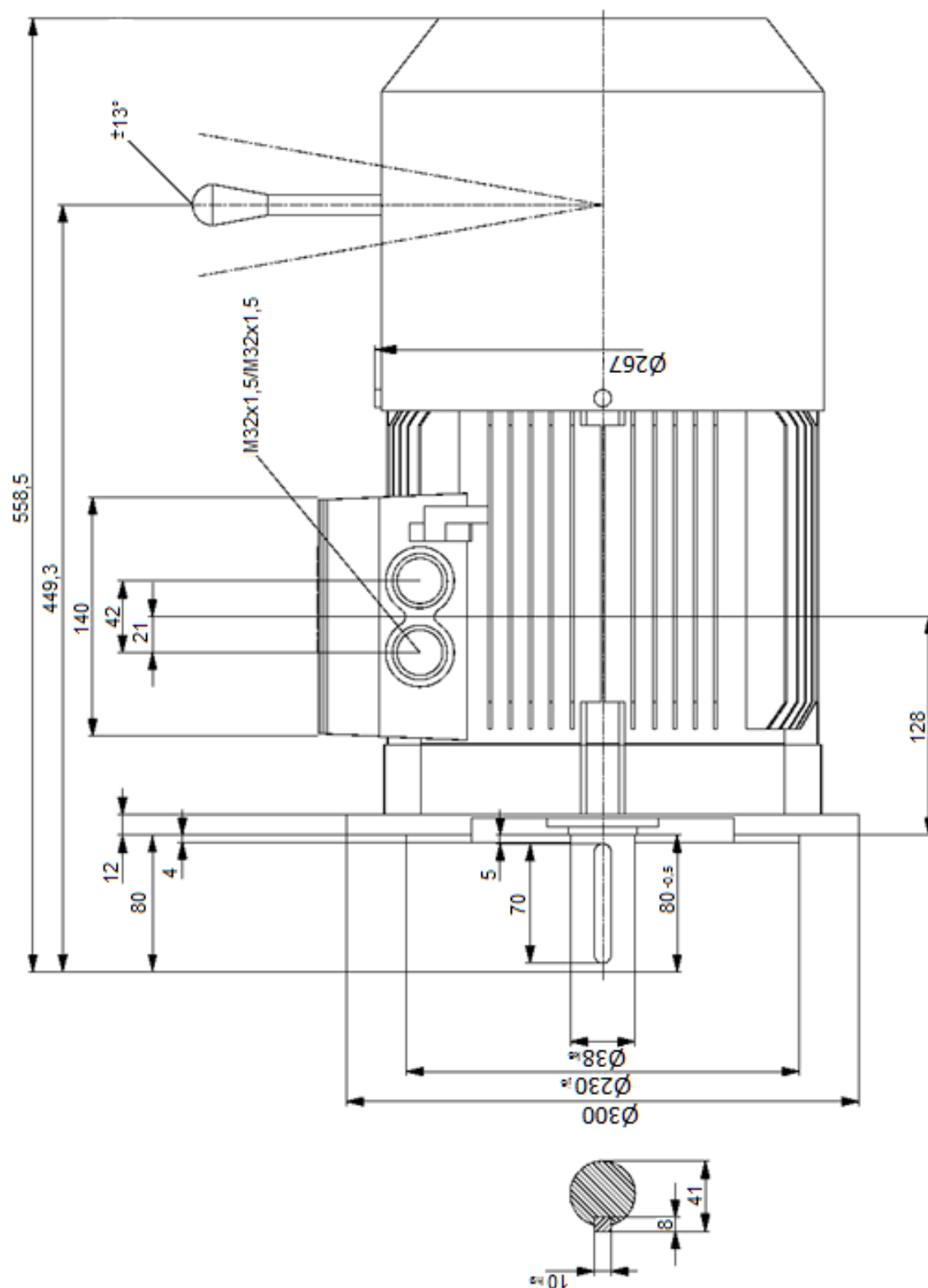


Obr. 1A Pohled na lanový buben sestavy stacionárního zdvihacího zařízení



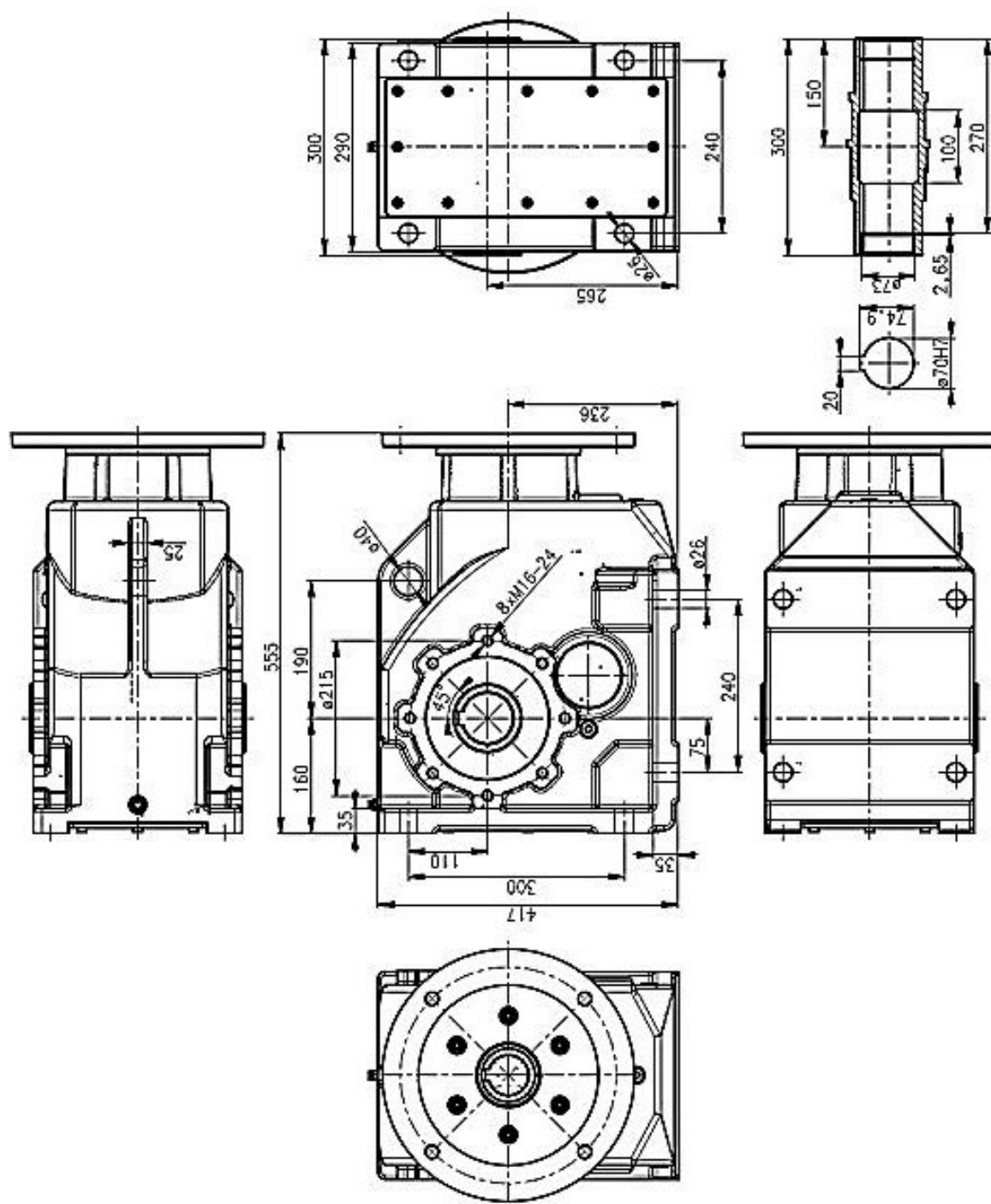
Obr. 2A Pohled na pohonnou jednotku sestavy stacionárního zdvihacího zařízení

Příloha B: Rozměry elektromotoru Siemens



Obr. 1B Elektromotor Siemens 1LA7 130 – 4AA11 – Z G26 + K92 [22]

Příloha C: Rozměry převodovky TOS Znojmo



Obr. 1C Rozměry kuželové převodovky TOS Znojmo KTM73 [23]